

Bc. Richard Vintrocha

Technická diagnostika turbokompresorů

Technical Diagnostics of Turbochargers

Diplomová práce

Vedoucí práce:
Ing. David Šeděnka

Ostrava 2021

Bibliografický záznam

Autor: Bc. Richard Vintrocha, VIN0034

Název práce: Technická diagnostika turbokompresorů

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Vedoucí práce: Ing. David Šeděnka

Akademický rok: 2020/2021

Počet stran: 69

Klíčová slova: vibrodiagnostika, tribodiagnostika, frekvence, vibrace.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VINTROCHA, Richard. *Technická diagnostika turbokompresorů*. Ostrava, 2021. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. David Šeděnka.

Diplomová práce se zabývá vyhodnocením technického stavu turbokompresorů, sloužící k dopravě koksárenského plynu v Koksovně Svoboda za pomoci bezdemontážní technické diagnostiky, konkrétně vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky. První část je věnována teoretické části vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky, následně jsou vypsány typické závady rotačních strojů a popsány základní konstrukční části radiálních objemových turbokompresorů. V druhé části se nachází praktické vyhodnocení měřeného zařízení pomocí vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky, zahrnující popis měření a následné vyhodnocení naměřených hodnot. Výsledkem práce je zhodnocení technického stavu měřeného zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

VINTROCHA, Richard. *Technical Diagnostics of Turbochargers*. Ostrava, 2021. Diploma thesis. VSB - Technical University of Ostrava. Thesis supervisor Ing. David Šeděnka.

The diploma thesis deals with the evaluation of the technical condition of turbochargers used for the transport of coke oven gas in the Svoboda Coking Plant by non-disassembly technical diagnostics, specifically vibrodiagnostics and tribodiagnostics. The first part is devoted to the theoretical part of vibrodiagnostics and tribodiagnostics, then typical faults of rotary machines are listed and the basic structural parts of radial positive displacement turbochargers are described. The second part is a practical evaluation of the measured device using vibrodiagnostics and tribodiagnostics, including a description of the measurement and subsequent evaluation of the measured values. The result of the work is the evaluation of the technical condition of the measured device.

OBSAH

1	Úvod	11
2	Vibrodiagnostika	12
2.1	Periodické vlnění (harmonické vibrace)	12
2.1.1	Výchylka	13
2.2	Rychlost	13
2.2.1	Zrychlení	13
2.3	Snímače vibrací	13
2.3.1	Akcelerometry	14
2.3.2	Snímače rychlost	14
2.3.3	Snímače výchylky	15
2.4	Vyhodnocování vibrací	16
2.4.1	Časový průběh	16
2.5	Celkové kmitání	16
2.6	Orbitální analýza	17
2.7	FFT frekvenční analýza	18
3	Tribodiagnostika	19
3.1	Aplikované tribodiagnostické metody	19
3.1.1	Kinematická viskozita	19
3.1.2	Obsah vody	20
3.1.3	Číslo kyselosti	21
3.1.4	Kód čistoty	21
3.1.5	Kolorimetrie	22
3.1.6	Rentgenová spektrometrie	22
3.1.7	Infračervená spektrometrie	23
4	Vibrodiagnostika – základní závady	24
4.1	Nevyváženost rotorů	24
4.2	Nesouosost rotorů	26
4.3	Ohnutý hřídel	27
4.4	Mechanické uvolnění	27
4.5	Ozubené převody	28
4.6	Kluzná ložiska	29

4.7	Asynchronní elektromotory	32
4.8	Rezonance	32
5	Konstrukční části radiálních turbokompresorů	33
5.1	Oběžná kola	33
5.2	Vyrovňovací píst	33
5.3	Rotor radiálního turbokompresoru	34
5.4	Stator radiálního turbokompresoru	34
5.5	Ložiska	34
5.6	Ucpávky	34
5.7	Spojky	35
5.8	Chladiče	36
5.9	Pohon turbokompresorů	36
6	Aplikace technické diagnostiky na turbokompresorech	37
6.1	Popis měřených zařízení	38
6.1.1	Elektromotor	38
6.1.2	Převodovka	38
6.1.3	Turbokompresor	39
6.1.4	Olejová stanice	40
6.2	Aplikované diagnostické metody	40
6.3	Měřicí místa snímačů vibrací	40
6.4	Měřicí zařízení	42
6.5	Výpočet otáčkových frekvencí	43
6.6	Tabulky mezních hodnot vibrací dle normy ČNS ISO 10816	45
6.7	Naměřené hodnoty vibrací	47
6.7.1	Měření rychlosti vibrací	47
6.7.2	Měření zrychlení vibrací	49
6.8	Rozbory frekvenčního spektra	51
6.8.1	1. měření – turbokompresor č.3	51
6.8.2	2. a 3. měření – turbokompresor č.1	52
6.8.3	4. a 5. měření – turbokompresor č.2	57
6.8.4	6. měření – turbokompresor č.3	61
6.9	Výsledky tribologických zkoušek	63
7	Závěr	64

8	Seznam použité literatury	66
	Poděkování.....	68
9	Seznam příloh	69

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Jednotka	Popis
a	$mm \cdot s^{-2}$	Zrychlení
c		Konstanta viskozimetru
$f_{m1,2}$	Hz	otáčková frekvence elektromotoru turbokompresoru č.1 a č.2
f_{m3}	Hz	otáčková frekvence elektromotoru turbokompresoru č.3
$f_{oz1,2}$	Hz	otáčková frekvence záběru zubů prvního ozubeného kola turbokompresoru č.1 a č.2
f_{oz3}	Hz	otáčková frekvence záběru zubů prvního ozubeného kola turbokompresoru č.3
f_{oz2}	Hz	otáčková frekvence záběru zubů druhého ozubeného kola
$n_{1,2}$	$ot \cdot s^{-1}$	otáčky elektromotoru turbokompresoru č.1 a č.2
n_3	$ot \cdot s^{-1}$	otáčky elektromotoru turbokompresoru č.3
T	s	Perioda
t	s	Čas
v	$mm \cdot s^{-1}$	Rychlost
v_{kin}	$mm \cdot s^{-1}$	Kinematická viskozita
v_{max}	$mm \cdot s^{-1}$	Maximální rychlost
x	μm	Výchylka
x_t	μm	Amplituda
x_{max}	μm	Amplituda výchylky
ω	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová frekvence

SEZNAM OBRÁZKŮ

OBRÁZEK 1 – NÁZORNÝ PRŮBĚH VELIČIN POPISUJÍCÍ VIBRACE [1]	12
OBRÁZEK 2 – TLAKOVÝ AKCELEROMETR [1]	14
OBRÁZEK 3 – SNÍMAČ RYCHLOSTI [1].....	15
OBRÁZEK 4 – SNÍMAČ VÝCHYLKY NA BÁZI VÍŘIVÝCH PROUDŮ [1].....	15
OBRÁZEK 5 – PARAMETRY ČASOVÉHO PRŮBĚHU [4]	16
OBRÁZEK 6 – VANOVÁ KŘIVKA – TRENDOVÝ GRAF VIBRACÍ MĚŘENÉHO ZAŘÍZENÍ [2].....	17
OBRÁZEK 7 – UMÍSTĚNÍ SNÍMAČŮ A ORBITA ROTUJÍCÍ HŘÍDELE [4]	17
OBRÁZEK 8 – UMÍSTĚNÍ SNÍMAČŮ A ORBITA ROTUJÍCÍ HŘÍDELE [4]	18
OBRÁZEK 9 – MĚŘENÍ VISKOZITY KAPILÁRNÍM VISKOZIMETREM.....	20
OBRÁZEK 10 – COULOMETR PRO STANOVENÍ OBSAHU VODY V OLEJI [6]	21
OBRÁZEK 11 – COULOMETR PRO ČÍSLA KYSELOSTI OLEJE [6].....	21
OBRÁZEK 12 – PŘÍKLAD FILTROVANÝCH MEMBRÁN A JEJICH ZAŘAZENÍ DO SKUPIN PODLE ZÁVAŽNOSTI [7]	22
OBRÁZEK 13 – RENTGENOVÝ SPEKTROMETR SPECTRO XEPOS 3	23
OBRÁZEK 14 – FTIR SPEKTROMETR NICOLET - IMPACT 410 [8]	23
OBRÁZEK 15 – TYPY NEVYVÁŽENOSTI [9].....	25
OBRÁZEK 16 – PARALELNÍ NESOUOSOST [9]	26
OBRÁZEK 17– AXIÁLNÍ NESOUOSOST [9]	26
OBRÁZEK 18 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM NESOUOSOSTI [9]	26
OBRÁZEK 19– PROHNUTÝ HŘÍDEL NA DVOU PODPORÁCH [9]	27
OBRÁZEK 20 – OHNUTÝ PŘEVISLÝ HŘÍDEL [9]	27
OBRÁZEK 21 – ČASOVÝ PRŮBĚH VIBRACÍ PŘI MECHANICKÉM UVOLNĚNÍ [9]	28
OBRÁZEK 22 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM PŘI MECHANICKÉM UVOLNĚNÍ [9].....	28
OBRÁZEK 23 – TYPICKÉ FREKVENČNÍ SPEKTRUM OZUBENÉHO PŘEVODU [9].....	29
OBRÁZEK 24 – NÁZORNÁ FREKVENČNÍ SPEKTRA VIBRACÍ OPOTŘEBENÍ KLIZNÝCH LOŽISEK [2].....	30
OBRÁZEK 25 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM VIBRACÍ VÍŘENÍ OLEJE U KLIZNÉHO LOŽISKA [9].....	30
OBRÁZEK 26– FREKVENČNÍ SPEKTRUM KLIZNÉHO LOŽISKA [10]	31
OBRÁZEK 27 – MERIDIÁLNÍ ŘEZY OBĚŽNÝMI KOLY RADIÁLNÍCH TURBOKOMPRESORŮ [11]	33
OBRÁZEK 28 – POHLED NA ODKRYTOVANÉ SOUSTROJÍ TURBOKOMPRESORU.....	37
OBRÁZEK 29 – SOFTWARE PRO HLÍDÁNÍ TEPLOT A TLAKU TUBOKOMPRESORU Č.3	37
OBRÁZEK 30 – SCHÉMA MĚŘENÉHO SOUSTROJÍ [INTERNÍ MATERIÁLY VŠB-TUO].....	38
OBRÁZEK 31 – NOVÉ OZUBENÉ SOUKOLÍ PŘIPRAVENÉ K MONTÁŽI PŘI REPASI	39
OBRÁZEK 32 – ROTOR Odstaveného turbokompresoru.....	39
OBRÁZEK 33 – OLEJOVÁ STANICE	40
OBRÁZEK 34 – ZNÁZORNĚNÍ MĚŘÍCÍCH MÍST NA ELEKTROMOTORU.....	41
OBRÁZEK 35 – ZNÁZORNĚNÍ MĚŘÍCÍCH MÍST NA PŘEVODOVCE A VSTUPNÍ HŘÍDELI TURBOKOMPRESORU.....	41
OBRÁZEK 36 – ZNÁZORNĚNÍ MĚŘÍCÍCH MÍST NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI TURBOKOMPRESORU	42
OBRÁZEK 37 – MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ ADASH VA4 PRO II [13].....	43
OBRÁZEK 38 – PRŮBĚH KRITÉRIA VELIKOSTI VIBRACÍ [14]	46
OBRÁZEK 39 - FREKVENČNÍ SPEKTRUM RYCHLOSTI V PÁSMU 1 HZ AŽ 800 HZ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU	51
OBRÁZEK 40 - FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ V PÁSMU 500 HZ AŽ 25600 HZ V AXIÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L5	52
OBRÁZEK 41 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM RYCHLOSTI V PÁSMU 10 HZ AŽ 800 HZ V AXIÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L8.....	53
OBRÁZEK 42 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM RYCHLOSTI VIBRACÍ V PÁSMU 1HZ AŽ 800HZ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L1	54
OBRÁZEK 43 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L6	55
OBRÁZEK 44 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM RYCHLOSTI VIBRACÍ V PÁSMU 10HZ AŽ 800HZ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L8.....	56

OBRÁZEK 45 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L4	57
OBRÁZEK 46 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L6	58
OBRÁZEK 47 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L4	59
OBRÁZEK 48 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L7	60
OBRÁZEK 49 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L4	61
OBRÁZEK 50 – FREKVENČNÍ SPEKTRUM ZRYCHLENÍ VIBRACÍ V PÁSMU 500HZ AŽ 25600HZ V AXIÁLNÍM SMĚRU NA LOŽISKU L6	62

SEZNAM TABULEK

TABULKA 1 – ŠTÍTKOVÉ HODNOTY ELEKTROMOTORU Č.1 A Č.2	38
TABULKA 2 – ŠTÍTKOVÉ HODNOTY ELEKTROMOTORU Č.3	38
TABULKA 3 – OTÁČKOVÉ FREKVENCE JEDNOTLIVÝCH ČÁSTI SOUSTROJÍ	45
TABULKA 4 – MEZNÍ EFEKTIVNÍ HODNOTY RYCHLOSTI VIBRACÍ DLE ČSN ISO 10 816-3	46
TABULKA 5 – MEZNÍ EFEKTIVNÍ HODNOTY ZRYCHLENÍ VIBRACÍ DLE ČSN ISO 10 816-3	46
TABULKA 6 – NAMĚŘENÉ EFEKTIVNÍ HODNOTY RYCHLOSTI VIBRACÍ.....	47
TABULKA 7 – NAMĚŘENÝ EFEKTIVNÍ HODNOTY ZRYCHLENÍ VIBRACÍ.....	49
TABULKA 8 – TRIBOLOGICKÝ ROZBOR VZORKU OLEJE TURBOKOMPRESORU Č.2 Z 1.3.2020	63

1 ÚVOD

Technická diagnostika slouží jako nástroj k poskytnutí objektivních informací o provozním stavu stroje, založený na přesném systematické přístupu za využití všech informací, které lze o daném zařízení získat bez jeho demontáže a detailního zkoumání jeho součástí. Nejčastější využití je u provozně kritických strojních zařízení, u kterých pomocí nasazení technické diagnostiky lze docílit prodloužení životnosti, zvýšení spolehlivosti, předpovídání poruch, snižovat energetické ztráty a snižovat náklady na servis i náhradní díly.

Práce je zaměřena na využití kombinaci dvou oborů technické diagnostiky, a to vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky. Vibrodiagnostickým měřením lze monitorovat stav ložisek a detekovat dynamické stavy rotujících strojů a strojních zařízení. Tribodiagnostika hodnotí nejen fyzikálně-chemické parametry maziva, ale také stav strojního zařízení na základě stavu maziva. Využití tribodiagnostiky je zejména v případech dlouhodobého použití maziva nebo velkého objemu náplně.

Kombinace těchto dvou metod byla aplikována na turbokompresorech v Koksovně Svoboda, sloužící k dopravě koksárenské plynu. Bylo provedeno celkem šest měření v různých časových rozestupech. Cílem bylo zjistit technický stav celého soustrojí turbokompresoru, skládajícího se z elektromotoru, převodovky a turbokompresoru. V případě zjištění nějaké závady toto místo lokalizovat, zjistit jeho příčinu a vyvést patřičné doporučení.

2 VIBRODIAGNOSTIKA

Pro tvorbu této kapitoly bylo čerpáno z literatury [1], [2] [3].

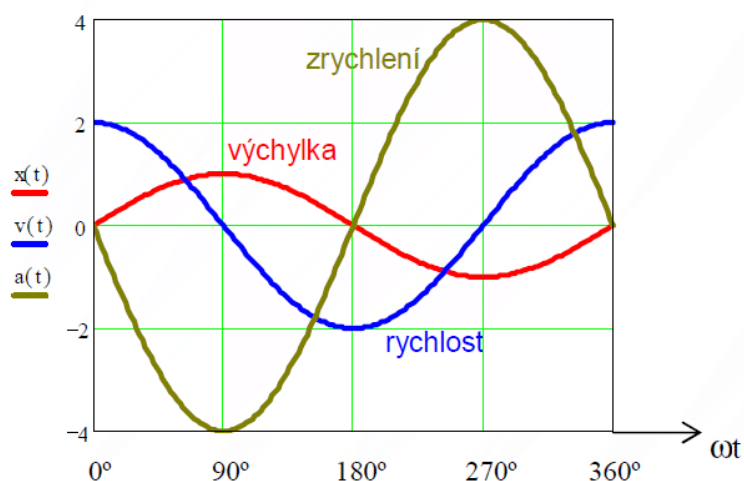
Jedná se o obor bezdemontážní technické diagnostiky, sloužící vyhodnocení stavu měřeného objektu na základě měření a následné analýzy vibrací. Vibrodiagnostikou se tedy sledují a vyhodnocují vibrace rotujících strojů. Její uplatnění je u strojů, kde je potřeba zajistit maximálně efektivitu, produktivitu a bezpečnost provozu. Na průběh vibrací má hlavní vliv technický stav jednotlivých částí stroje. Lze díky ni odhalit a lokalizovat vznikající nebo již existující poruchu a předpovídat budoucnost technického stavu stroje.

Vibrace jsou definovány jako děj, během kterého kmitá hmotné těleso kolem své rovnovážné polohy. V ten moment lze vibraci popsat amplitudou a fází. Protože mechanické systémy nemají kmitočtově nezávislou a nekonečně velkou tuhost, nelze těleso definovat jako jeden hmotný bod. Na základě toho se kmitání tělesem šíří postupně od jedné částice k druhé. Tento jev se nazývá vlnění a dělí se na periodické a neperiodické.

2.1 Periodické vlnění (harmonické vibrace)

V našem případě se budeme zabývat periodickým vlněním, jelikož nás budou zajímat periodické opakované vibrace na určité otáčkové frekvenci, pomocí kterých dokážeme odhalit příčinu případných zvýšených vibrací.

Protože se časový průběh vibrodiagnostických veličin u periodického vlnění opakuje, má sinusový průběh a lze jej popsat třemi veličinami: rychlost, zrychlení a výchylka. Tyto veličiny jsou vzájemně vázány matematickými vztahy, tudíž jsou vzájemně připočítatelné. Rychlost a výchylka vibrací se používá pro nízkofrekvenční složky a zrychlení vibrací pro vysokofrekvenční složky.



Obrázek 1 – Názorný průběh veličin popisující vibrace [1]

2.1.1 Výhyška

Výhyška vibrací je změna vzdálenosti nebo polohy objektu od referenční polohy. Obvykle se udává v [μm] a platí pro ni následující vztahy:

$$x = x_{max} \cdot \sin(2\pi \frac{t}{T}) = x_{max} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) = x_{max} \cdot \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

Kde jsou:

x_{max} – amplituda výhyšky;

ω – kruhová frekvence;

t – čas;

T – perioda.

2.2 Rychlost

Rychlost vibrací je první derivací výhyšky podle času a lze definovat jako rychlost změny výhyšky. Udává se obvykle v mm·s. Pro rychlost platí následující vztahy:

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega \cdot x_{max} \cdot \cos(\omega t) = v_{max} \cdot \cos(\omega t) = v_{max} \cdot \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

Kde je:

v_{max} – maximální rychlost.

2.2.1 Zrychlení

Zrychlení vibrací je druhou derivací výhyšky podle času. Obvykle se udává v jednotkách g nebo mm·s⁻². Platí pro ni následující vztahy:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \cdot x_{max} \cdot \sin(\omega t) = -a_{max} \cdot \sin(\omega t) = a_{max} \cdot \sin(\omega t + \pi) \quad (2.3)$$

Kde je:

a_{max} – maximální zrychlení.

2.3 Snímače vibrací

Při měření vibrací je kladen důraz na co nejvěrněji odpovídající výstupní signál, který popisuje průběh mechanického kmitání.

Snímače lze rozdělit na dva základní typy:

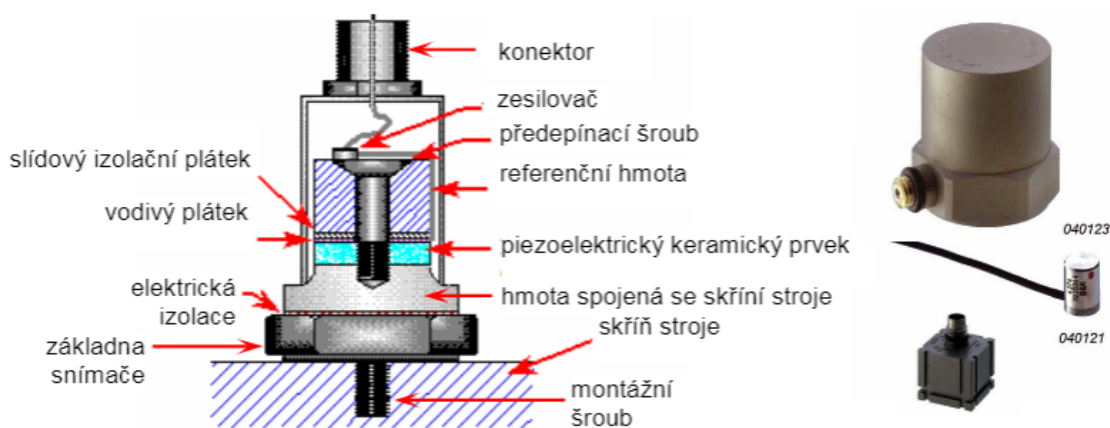
- Seismická zařízení – jejich výstup je míra naměřených absolutních vibrací.
- Snímače relativní výhyšky – měří vibrační výhyšku a střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje.

2.3.1 Akcelerometry

Akcelerometr je typ seismického zařízení, který generuje výstupní signál úměrný mechanickému vibračnímu zrychlení měřeného tělesa. Montují se na nerotující konstrukci stroje. Na metodě připevnění ke konstrukci je závislá jejich rezonanční frekvence, která bývá od 1 kHz a výše. Doporučuje se, aby lineární rozsah namontovaného akcelerometru pokrýval všechny sledované frekvence. Integrace výstupu akcelerometru dává signál úměrný rychlosti.

Piezoelektrické akcelerometry mají široký frekvenční rozsah, v základních provedeních jsou použitelné v pásmu od několika málo Hz a do cca 40 kHz a jejich hmotnost se pohybuje v rozsahu od 10 do 200 g.

Typický piezoelektrický akcelerometr funguje na principu piezoelektrického jevu. Snímač obsahuje jeden nebo více piezokrystalů, který vlivem působení vibrací generuje elektrický náboj, který je přímo úměrný vibracím. Tento akcelerometr se dělí na dva druhy, tlakový a smykový.

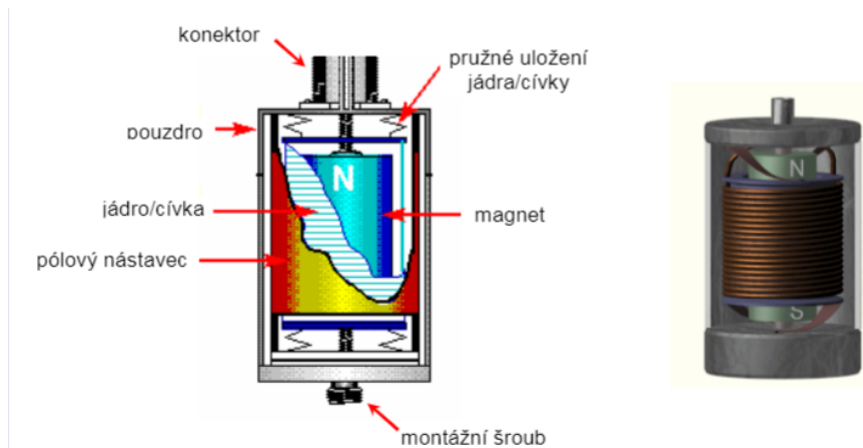


Obrázek 2 – Tlakový akcelerometr [1]

2.3.2 Snímače rychlost

Snímače rychlosti pracují na principu využití elektromagnetické indukce. Při pohybu cívky v magnetickém poli, se na vývodech cívky vytváří napětí, které je způsobeno přenosem energie z magnetického pole do cívky. Generovaný napěťový signál je přímo úměrný mechanické vibrační rychlosti mezi cívkou a magnetickým polem. Obvyklá rezonanční frekvence snímače je pod 10 Hz a použitelný frekvenční rozsah je od 10 po 1000 Hz.

V dnešní době, kdy už každý snímač digitálně zpracovává a vyhodnocuje signál se namísto snímačů rychlostí, využívají akcelerometry, kde se rychlost vypočte integrací signálu zrychlení.



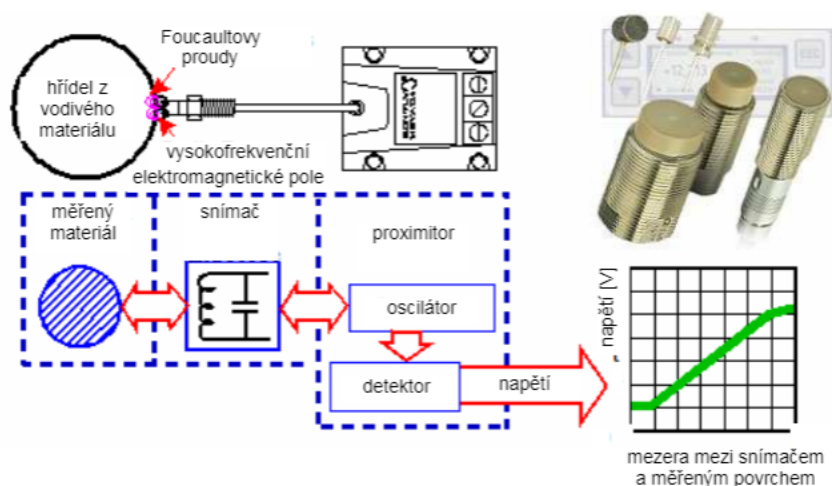
Obrázek 3 – Snímač rychlosti [1]

2.3.3 Snímače výchylky

Výstup snímače výchylky je přímo úměrný relativní výchylce vibrací mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje. Snímač výchylky je bezdotykové zařízení, kterým lze měřit vibrační výchylku rotoru vůči stacionárnímu ložisku nebo skříni stroje.

Většina snímačů výchylky pracují na principu vířivých proudů. Vířivé proudy jsou generovány, pokud je do vysokofrekvenčního magnetického pole vložen elektricky vodivý materiál, např.: hřídel stroje. Toto vysokofrekvenční magnetické pole je vytvořené cívkou, kterou prochází vysokofrekvenční střídavý proud.

Využití snímačů výchylky je zejména u strojů s vysokou nosnou konstrukcí oproti hmotnosti rotoru a také u velkých turbínových strojů.



Obrázek 4 – Snímač výchylky na bázi vířivých proudů [1]

2.4 Vyhodnocování vibrací

2.4.1 Časový průběh

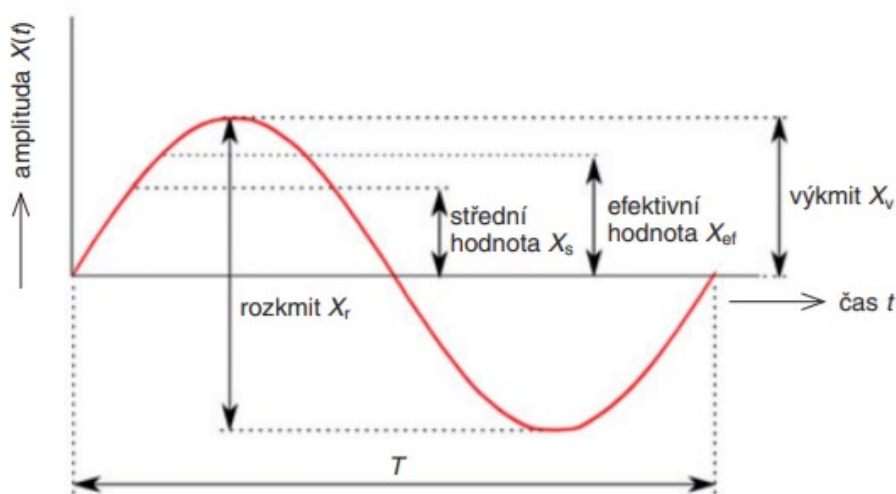
Hodnota parametrů signálu kmitavého pohybu se v mění v čase. Ideální harmonický signál je popsán vztahem:

$$x_t = x_{max} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.4)$$

Kde jsou:

x_t – amplituda;

t – čas.

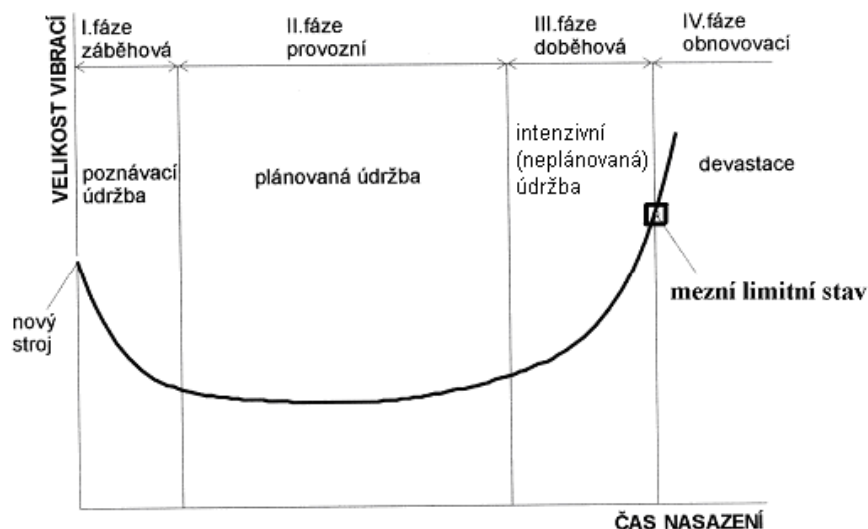


Obrázek 5 – Parametry časového průběhu [4]

2.5 Celkové kmitání

Celkové kmitání je měřítkem celkové energie, související se všemi frekvencemi kmitání v měřeném bodě. Hodnota celkového kmitání je porovnávána s předchozími naměřenými kmity, zpracovává se do trendových grafů, ze kterých lze vyhodnotit životnost stroje. Tento trendový graf, při pravidelném měření po celou dobu technického života stroje, tvoří tzv. vanovou křivku. Naměřené kmity se srovnávají s nastavenými poplachovými úrovněmi.

Diagnostika stroje touto metodou celkového kmitání je klasická standardní metoda, která je rychlá a má nízké pořizovací náklady. Nevýhodou je, že signály s malou amplitudou se ztrácejí v tzv. vibračním šumu, který je přenášen do senzorů z jiných oblastí strojního zařízení. Touto metodou nelze lokalizovat příčinu kmitání stroje.

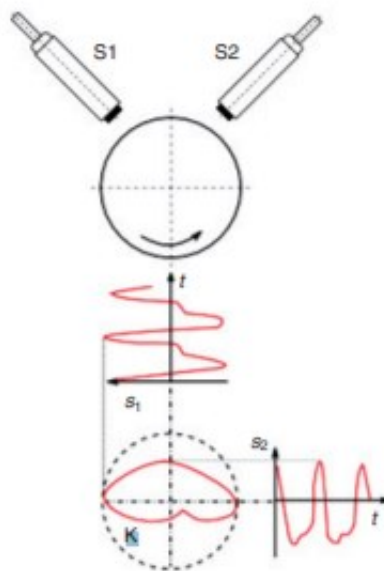


Obrázek 6 – Vanová křivka – trendový graf vibrací měřeného zařízení [2]

2.6 Orbitální analýza

Orbitální analýza je metoda kinematické dráhy, nebo také maximální výchylky. K měření rotující hřídeli se umístí dva snímače výchylky v navzájem kolmé poloze. Dynamická složka vibrací z těchto snímačů tvoří tzv. orbitu. Z tvaru orbity lze zjistit směr působení radiálních sil v ložisku.

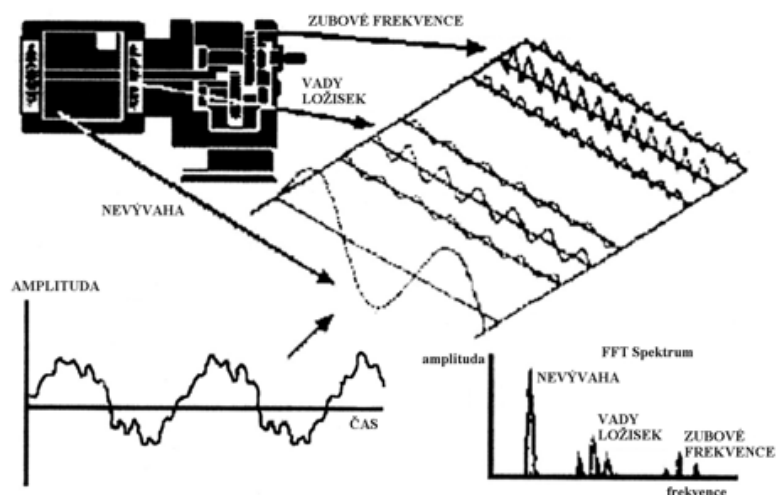
Nejčastější využití orbitální analýzy je na kluzných ložiskách, kde na ložiskovém tělese nelze objektivně změřit vibrace, které jsou částečně nebo zcela utlumeny mazivem. Další využití je při diagnostice přídírání, ložiskových vůlí, trhlinách na rotoru nebo nestabilitě rotoru v kluzných ložiskách.



Obrázek 7 – Umístění snímačů a orbita rotující hřídele [4]

2.7 FFT frekvenční analýza

Při správném nasazení metoda pomocí frekvenční analýzy odstraňuje nedostatky analýzy v časové oblasti. Pomocí frekvenční analýzy lze lokalizovat místo vzniku zvýšených vibrací. U periodicky opakovatelných dějů, je frekvenční rozklad ve formě sinusových signálů s určitou počáteční fází a amplitudou. Pomocí tohoto frekvenčního rozkladu, lze pomocí znalosti otáčkových frekvencí jednotlivých částí měřeného zařízení lokalizovat místo zvýšených vibrací. Nejznámější a nejběžnější způsob určení frekvenčního spektra je pomocí FFT (Fast Fourier Transform).



Obrázek 8 – Umístění snímačů a orbita rotující hřídele [1]

3 TRIBODIAGNOSTIKA

Pro tvorbu této kapitoly bylo čerpáno z literatury [5].

Tribodiagnostika je jedna z metod bezdemontážní technické diagnostiky, pro kterou je mazivo prostředkem pro získání informací o dějích, mechanických změnách v technických systémech, kde jsou maziva aplikována. Zjišťuje, vyhodnocuje a oznamuje jak výskyt cizích látek v mazivu z hlediska kvantitativního i kvalitativního, tak fyzikálně-chemické parametry maziva.

Technickou diagnostikou lze sledovat:

- Stav opotřebení strojních součástí
- Degradaci samotného maziva

Při práci strojního zařízení se vlivem opotřebení uvolňují částice kovů nebo jejich sloučeniny, které jsou olejem vyplavovány z třecích míst a cirkulují s olejem v mazací soustavě. Informace o mazivu získané tribodiagnostikou nás můžou zavčas upozornit na příznaky vznikající poruchy nebo lze z nich lokalizovat místo vzniku mechanické závady.

U sledování degradace samotného maziva se hodnotí fyzikálně-chemické parametry maziva. Při sledování změn kvality maziva na základě jeho mírou znehodnocení je možné určit jeho životnost. Kvalitu ovlivňují produkty tepelně-oxidačních procesů i vnější nečistoty.

3.1 Aplikované tribodiagnostické metody

3.1.1 *Kinematická viskozita*

Patří mezi jednu ze základních charakteristik kapalin. Viskozita je veličinou, která charakterizuje míru vnitřního tření a závisí na přitažlivých silách mezi částicemi. Při vyšší viskozitě dochází k většímu brzdění pohybu kapaliny nebo těles v kapalině.

Viskozita je závislá především na teplotě a z menší části také na rychlosti deformace a složení vzorku. Správná viskozita je důležitá pro hydrodynamický režim mazání a vytvoření vhodné tloušťky mazacího filmu. Závislost viskozity oleje na teplotě udává viskozitní index.

Zvyšování viskozity může být způsobeno produkty částečné oxidace, meziprodukty oxidační povahy, vytvářením emulze těchto produktů nebo znečišťování kondenzačními produkty. Snižování viskozity bývá obvykle zapříčiněno tepelnou a mechanickou degradací maziv, záměnou olejů nebo v případě motorových olejů proniknutím paliva do mazacího systému.

Při příliš nízké viskozitě může docházet k meznímu až suchému tření a tím k nadměrnému opotřebení třecích ploch, v krajním případě až k jejich zadření. Příliš vysoká viskozita způsobuje ztráty energie zapříčiněné velkým koeficientem tření.

Měření se provádí pomocí kapilárního viskozimetru a výsledná kinematická viskozita se učí ze vztahu:

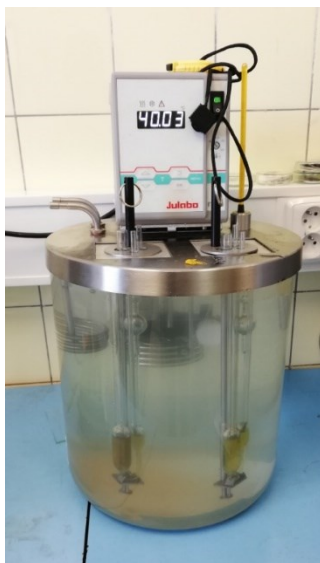
$$\nu = c \cdot \tau \quad (3.1)$$

Kde jsou:

ν – kinematická viskozita [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$];

c – konstanta viskozimetru

τ – aritmetický průměr doby průtoku viskozimetru.



Obrázek 9 – Měření viskozity kapilárním viskozimetrem

3.1.2 Obsah vody

Voda nebo vlhkost obsažená v oleji snižuje kvalitu mazacího filmu a způsobuje jeho degradaci. Přítomností vody může dojít k nežádoucím jevům, jako je koroze součástí, vypadávání aditiv z oleje, pění oleje, tvorbu emulze, zvyšování viskozity, tvorby kalů nebo snižování oxidační stability oleje. Přípustné bývá pouze stopové množství vody, ke kterému může dojít kondenzací vody a těžko mu lze zabránit. Obecně bývá tolerováno maximálně 0,2% hmotnostního obsahu vody ze vzorku oleje.

Nejjednodušší kvalitativní stanovení obsahu vody se provádí tzv. prskací zkouškou, kdy se na horkou plochu přibližně 180 °C kápne kapička vzorku oleje. Pokud je voda přítomna, kapka začne prskat.

Nejvíce využívaná kvantitativní metoda se provádí pomocí jednoúčelového titrátoru, na základě jodometrického stanovení vody. Na základě vyspělosti dnešní elektrotechniky a mikroprocesorů, se tato metoda automatizovala s využitím coulometrie. Metoda spočívá na principu elektrochemické reakce. V titrační nádobce se za průchodu elektrického proudu uvolňuje jód. Jeden mol vody reaguje s jedním molem jódu. Po reakci veškeré vody jodem, je určen nadbytek jódu v nádobce. Stanovené množství měřené látky se převádí na měření proudu a množství stanovené látky je vypočteno z prošlého náboje potřebného k úplnému průběhu reakce, díky čemuž metoda dosahuje vysoké přesnosti výsledku i při malém množství obsahu vody.



Obrázek 10 – Coulometr pro stanovení obsahu vody v oleji [6]

3.1.3 Číslo kyselosti

Číslo kyselosti udává množství silně i slabě kyselých látek nacházející se v oleji. Spadá do normy ČSN ISO 6618 nazývaní se Stanovení čísla kyselosti a čísla alkality. Zvýšená kyselost způsobuje řadu negativních důsledků, které ohrožují celý hydraulický systém. Podílí se na stárnutí oleje, rozkladu aditiv, rozpouštění těsnění nebo korozi hydraulického systému. Zvýšená kyselost obvykle značí značné stáří oleje, kdy kyselé látky vznikají během provozu kvůli přirozené oxidaci uhlovodíků.

Číslo kyselosti znamená množství KOH v miligramech, potřebné pro neutralizaci všech kyselých složek obsažených v jednom gramu vzorku oleje.



Obrázek 11 – Coulometr pro čísla kyselosti oleje [6]

3.1.4 Kód čistoty

Kód čistoty udává počet a velikost cizích částic neboli nečistot, nacházejících se v oleji. Nečistoty lze rozdělit do dvou skupin, jako měkké a tvrdé částice. Měkké částice bývají produkty oxidační degradace oleje a mohou vytvářet kaly a sedimenty. Tvrdé částice (např.: prach, křemík, železo) mohou vznikat mechanickým opotřebením.



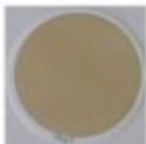

Zvýšeným obsahem nečistot v oleji dochází k nadměrnému opotřebení třecích povrchů nebo tvorbě úsad a kalů, které se hromadí v olejovém systému. Nečistoty také mění chemicko-fyzikální vlastnosti oleje.

V našem případě jsme provedli zkoušku podle normy ČNS ISO 4406/99 za pomoci filtrace vzorku při podtlaku membránového ultrafiltru a následného softwarového spočtení počtu nečistot pod mikroskopem. Software rozdělí počet částic do tří úrovní velikosti a dle počtu nečistot přidělí kód ve tvaru X/Z/Y. První kódové číslo udává celkový počet částic větších nebo rovných 4 μ m, druhé kódové číslo udává počet částic větších nebo rovných 6 μ m a poslední kódové číslo udává celkový počet částic větších nebo rovno 14 μ m.

3.1.5 Kolorimetrie

Zkouška kolorimetrie, řídící se normou ASTM D7843-12, stanovuje potenciál k tvorbě úsad v oleji, neboli prokazuje přítomnost produktů degradace, obvykle způsobenou oxidací oleje. Když dochází k degradaci antioxidantů v mazivu, začnou se produkovat malé sub-mikronové částičky nečistot. Úsady bývají vzájemně velice lepivé, vážou na sebe větší částice tzv. tvrdého znečištění a tvoří větší polymerní řetězce. Tímto narušují mazací film a zvyšují tření pohyblivých součástí. Zasaženy pak bývají součásti, jako jsou ložiska, soukolí převodovek, ventily, filtry a ucpávky.

Zkouška probíhá následovně. 50 ml vzorku oleje se smíchá se stejným množstvím rozpouštědla a filtruje se přes laboratorní membránu s póry velikosti 0,45 μ m za použití vakua. Spektrofotometrem se stanoví intenzita barvy membrány. Bílá čistá membrána má největší odrazivost světla. Čím je více membrána tmavší, kvůli zachyceným úsadám na membráně, tím je vyšší změřená hodnota ΔE . Ta vyjadřuje rozdíl vyslané a přijaté energie s porovnáním s etalonem, který je v tomto případě čistá membrána.

$\Delta E < 15$ normální stav 	$\Delta E = 15 - 30$ zhoršený stav 	$\Delta E = 30 - 40$ abnormální stav 	$\Delta E > 40$ kritický stav 
---	--	---	---

Obrázek 12 – Příklad filtrovaných membrán a jejich zařazení do skupin podle závažnosti [7]

3.1.6 Rentgenová spektrometrie

Tato metoda nám určuje přítomnost jednotlivých chemických prvků v oleji. Není závislá na velikosti otěrových částic, je poměrně rychlá a tak má v tribodiagnostice velké využití. Nevýhodou je, že nemůže stanovovat nízké koncentrace kovů, protože tato metoda nemá nízký detekční limit.

Případě rozboru turbínového oleje, nás zajímá úbytek aditiv a také koncentrace různých kovů, které mohou svědčit o opotřebování stroje.



Obrázek 13 – Rentgenový spektrometr SPECTRO XEPOS 3

3.1.7 Infračervená spektrometrie

Jde o velice efektivní metodu, kterou lze použít při kontrole kvality nových olejů, kdy metoda dokáže potvrdit deklarovanou povahu maziva, nebo při preventivní diagnostice pro zjištění úrovně degradace oleje, množství vody nebo sledovat úbytek antioxidantů. Každý olej má své specifické FTIR spektrum, díky čemuž lze například odhalit kontaminaci provozovaného oleje jiným olejem v případě, když každý z olejů má rozlišnou chemickou povahu.



Obrázek 14 – FTIR spektrometr Nicolet - Impact 410 [8]

4 VIBRODIAGNOSTIKA – ZÁKLADNÍ ZÁVADY

Pro tvorbu této kapitoly byla čerpáno z literatury [9].

Tato kapitola je věnována popsáním základních závad na strojích, zjištěných pomocí vibrodiagnostiky. Konkrétní závady se budou stahovat k turbokompresorům a jejich dalších soustrojím, jako je asynchronní elektromotor a ozubená převodovka.

Buzení vibrací a velikost vibrační energie závisí na:

- konstrukci součástí,
- tvaru součástí,
- kvalitě výroby součástí,
- opotřebení součástí,
- dynamických vlastnostech součástí v soustavě celého stroje

Podle konstrukce se zdroje vibrací dělí na:

Zdroje systematické – u kterých je schopnost budit vibrace určena konstrukcí, což nelze odstranit jinými použitými materiály nebo kvalitou výroby, lze je pouze omezit použitím tlumících prvků nebo optimalizací konstrukce

Zdroje závislé na kvalitě výroby – kdy vibrace jsou závislé na kvalitě výroby součástí, jako je lícování, použité materiály nebo opotřebení.

Podle dynamických vlastností se zdroje vibrací dělí na:

Zdroje parametrické – které budí vibrace, když dojde ke změně parametrů diferenciální rovnice vibračního pohybu. Jde o periodickou změnu tuhosti, hmotnosti nebo tlumení.

Zdroje neparametrické – vibrace pochází z vnějšího buzení, protože se předpokládá, že hmotnost, tuhost nebo tlumení se nemění.

4.1 Nevýváženost rotorů

Při nevyváženosti rotorů se pracuje se dvěma osami rotorů. První je osa rotace (OR), což je osa, kolem které se vynuceně otáčí rotor. V tomto místě má v podstatě nulovou obvodovou rychlost. Druhá osa je centrální osa setrvačnosti (COS), kdy tato osa prochází těžištěm. Její hmotnostní moment nabývá extrému a deviační moment je nulový. Když tyto dvě osy nejsou totožné, dochází k nevyváženosti.

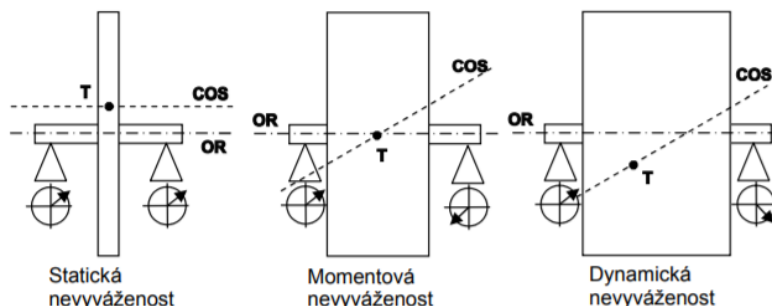
Jedná se o nejobvyklejší zdroj vibrací. Ve frekvenčním spektru mají vibrace amplitudu na otáčkové frekvenci, v případě momentové nevyváženosti i na jejím dvojnásobku.

Příčiny nevyváženosti:

- nesymetrie součástí,
- nehomogenní materiál,
- odchylky tvaru při výrobě rotoru,
- zdeformované nebo opotřebené rotující součásti,
- usazení znečištění na rotující části.

Typy nevývahy:

- Staticky nevyvážené rotory
- Momentově nevyvážené rotory
- Dynamicky nevyvážené rotory



Obrázek 15 – Typy nevyváženosti [9]

Statická nevyváženost

OR a COS jsou rovnoběžné. Dochází k ní v případech, kdy průměr rotované součásti je výrazně větší než tloušťka. Ve frekvenčním průběhu je dominantní první harmonická složka otáček, a v případě větší nevývahy i její harmonické násobky.

Momentová nevyváženost

OR a COS jsou různoběžné a protínají se v těžišti rotoru. K nevývaze dochází při rotaci, tedy při působení momentu. Dochází k posunu fáze o 180° na stejné hřídeli. Obvykle jako u statické nevyváženosti, dominuje první harmonická složka, a při vysoké nevyváženosti se vyskytují i harmonické násobky.

Dynamicky nevyvážený rotor

OR a COS jsou různoběžné. V praxi tento typ nevyváženosti převládá. Ve frekvenčním spektru dominuje amplituda otáčkové frekvence, také se může objevit zvýšené vibrace u 2. násobku otáčkové frekvence.

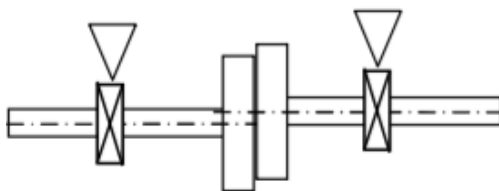
Vyvažování se provádí minimálně ve dvou rovinách. Je vhodné použít vícekanálové měřidlo vibrací s příslušnými snímači a softwarem.

4.2 Nesouosost rotorů

K nesouososti dochází, když spojené rotory nemají totožnou přímou osu rotace. Základní typy nesouososti:

Paralelní nesouosost (nazývaná také rovnoběžná nebo radiální)

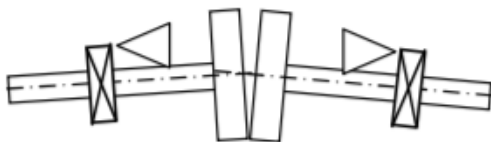
Osy obou rotorů tvoří dvě navzájem rovnoběžné přímky. K vibracím na ložiskách dochází převážně v radiálním směru. Vzájemná fáze na spojce v radiálním směru je cca 180° . Dvojnásobek otáčkové frekvence může být větší než samotná otáčková frekvence.



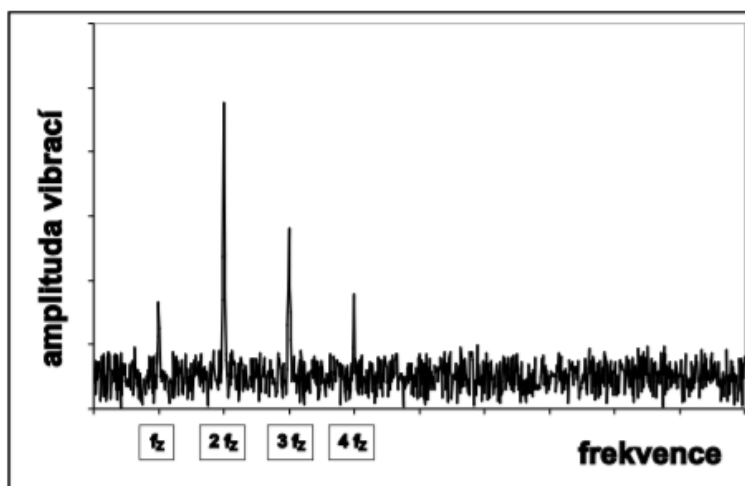
Obrázek 16 – Paralelní nesouosost [9]

Axiální (úhlová) nesouosost

Osy spojených rotorů jsou navzájem různoběžné. Na ložiskách převládají vibrace v radiálním i axiálním směru. Vzájemná fáze na spojce v axiálním směru je cca 180° . Jako u paralelní nesouososti, dominantní vibrace se mohou nacházet na dvojnásobku otáčkové frekvence.



Obrázek 17 – Axiální nesouosost [9]



Obrázek 18 – Frekvenční spektrum nesouososti [9]

V praxi se nejčastěji vyskytuje kombinovaná nesouosost, tedy paralelní současně s úhlovou. Tato nesouosost může nastat ve dvou vzájemně kolmých rovinách, ve vertikální a horizontální, takže celkem můžou nastat čtyři stavy nesouososti.

K odstranění nesouososti se používají mechanické nebo laserové přístroje, pomocí kterých lze rotory správně ustavit. Speciální software dokáže určit velikost potřebné podložky, kterými se podkládají úložné body části soustrojí. Největší nebezpečí u nesouosostí je přenášení velkých sil do ložisek, které zkracují jejich životnost.

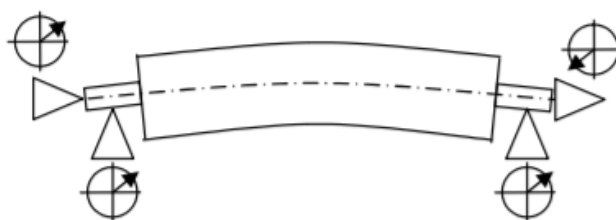
4.3 Ohnutý hřídel

Jedná se o plasticky deformovanou hřídel, kdy její geometrická osa rotace je křivka, která není totožná s osou rotace. Při měření vibrací se ohnutý hřídel jeví identicky jako nesouosost.

Ohnutý hřídel lze rozdělit:

Ohnutý hřídel na dvou podporách

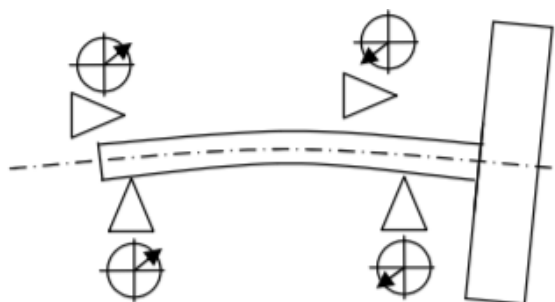
Rozeznat oproti nesouososti lze pomocí změření fáze, kdy v axiálním směru bývá posunutá o 180°



Obrázek 19– Prohnutý hřídel na dvou podporách [9]

Ohnutý přepisový hřídel

U přepisového hřídele je fázová změna mezi ložisky v radiálním směru 180°



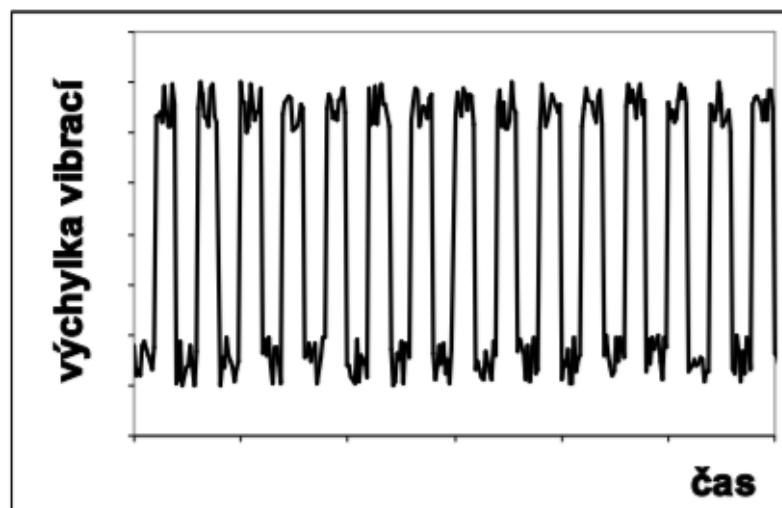
Obrázek 20 – Ohnutý přepisový hřídel [9]

4.4 Mechanické uvolnění

Při opotřebení, uvolnění spoje, nekvalitní konstrukci nebo špatné montáži, součásti zatížené periodickými silami tyto síly přenáší do úložných bodů (vazby), kde vznikají vůle. Tento jev je provázen rázovým pohybem, který pomocí působících sil se přenáší do dalších částí stroje. Rázový pohyb můžou

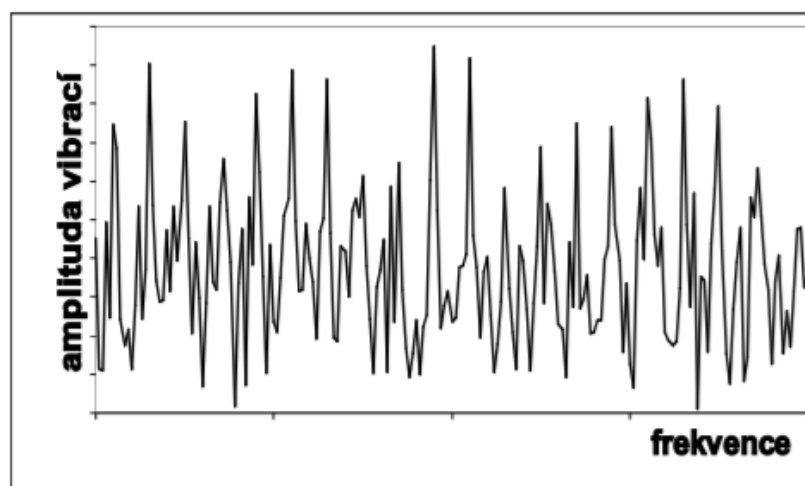
způsobovat i problémy v konstrukci, např.: vysoké vibrace způsobené rezonancí, pohyb základů stroje po nerovném povrchu nebo nevhodné pružné uložení.

Tento problém ovšem může maskovat jiné příznaky zdroje vibrací, tudíž je vhodné vyřešit případné mechanického uvolnění jako první.



Obrázek 21 – Časový průběh vibrací při mechanickém uvolnění [9]

Ve frekvenčním spektru se mechanické uvolnění projevuje ve sledu násobků jak otáčkové frekvence, tak i subharmonických a interharmonických násobcích.



Obrázek 22 – Frekvenční spektrum při mechanickém uvolnění [9]

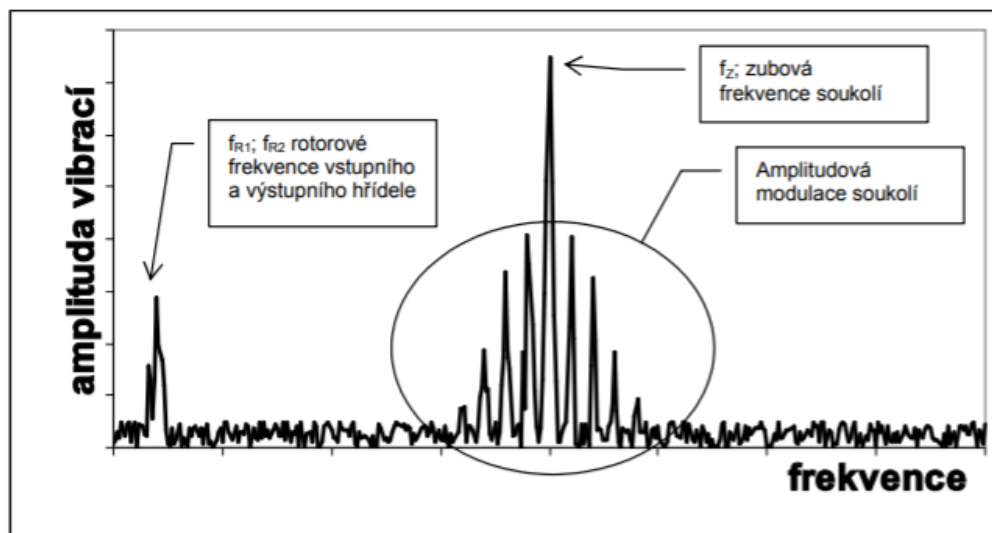
4.5 Ozubené převody

Vibrace od ozubeného soukolí jsou závislé na kvalitě konstrukce, kvalitě výroby, správné montáži a míra velikosti opotřebení.

U typického spektra opotřebení ozubeného soukolí, dominuje zubová frekvence soukolí. Častým projevem také bývá výskyt postranního pásma kolem zubové frekvence, které bývá dané amplitudovou

modulací soukolí. V případě výskytu harmonických násobků může docházet k opotřebení ozubení na evolventě.

Příčiny zdroje vibrací mohou být různé, např.: když jednotlivé zuby vstupují a vystupují ze záběru s konstantní periodou, nebo zuby a mezery jsou vyrobeny s jinou odchylkou, nebo neideálně soustředěně kružnice, které popisují ozubení. Typické je také základní únavové poškození zubů

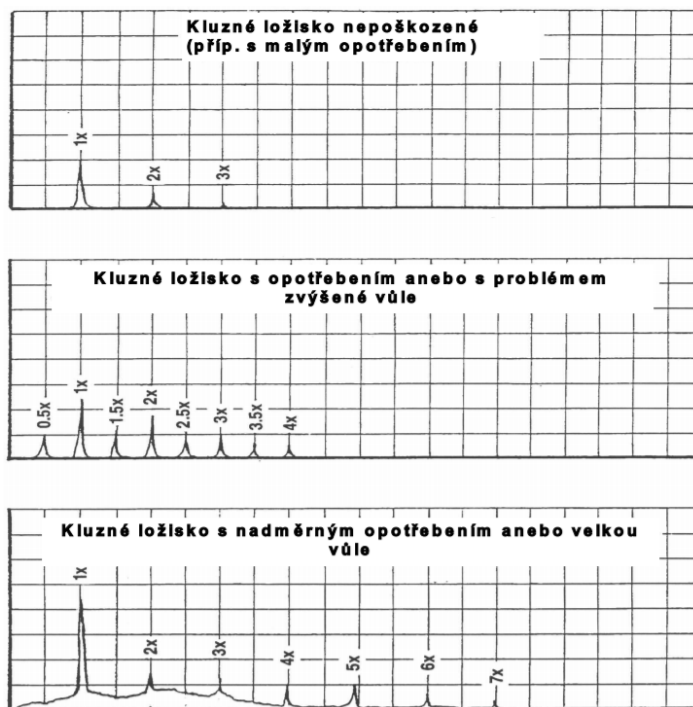


Obrázek 23 – Typické frekvenční spektrum ozubeného převodu [9]

4.6 Kluzná ložiska

Opotřebení, problémy s vůlí

Při pozdějším stádiu opotřebení, se zvýšené vibrace projevují v otáčkové frekvenci ozubeného soukolí, a také v celých řadách harmonických násobcích. Vytlučená radiální ložiska mají vysoké amplitudy vibrací ve vertikálním směru oproti horizontálnímu směru. Malá nevyváženost nebo nesouosost, může u kluzných ložisek s nadměrnou vůlí vyvolat velké vibrace. Mezi typickou závadu patří uvolnění mezi ložiskem, ložiskovým stojanem a základy, které se projevují ve všech třech směrech měření vibrací.



Obrázek 24 – Názorná frekvenční spektra vibrací opotřebených kluzných ložisek [2]

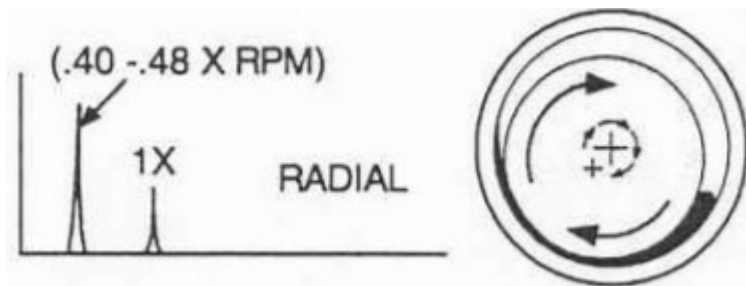
Nestabilita oleje – WHIRL (víření oleje)

Víření oleje je nejčastější problém kluzných ložisek. Víření oleje způsobuje vibrace, které jsou buzeny od olejového filmu. Klín vytváří tlak na hřídel rotující v ložisku. Víření oleje zvětšuje odstředivé síly a ty zvyšují síly od víření. Může dojít k případu, kdy olej už nenese hřídel a stane se neustáleným, když dojde k souladu frekvence víření s vlastní frekvencí rotoru.

Přídavné buzení od víření oleje se ve spektru vibrací projevuje na 0,4 – 0,48 násobku otáčkové frekvence. Jako nadměrná, se tato nestabilita považuje, když překročí 40 % vůle v ložisku.

Víření oleje může být způsobeno:

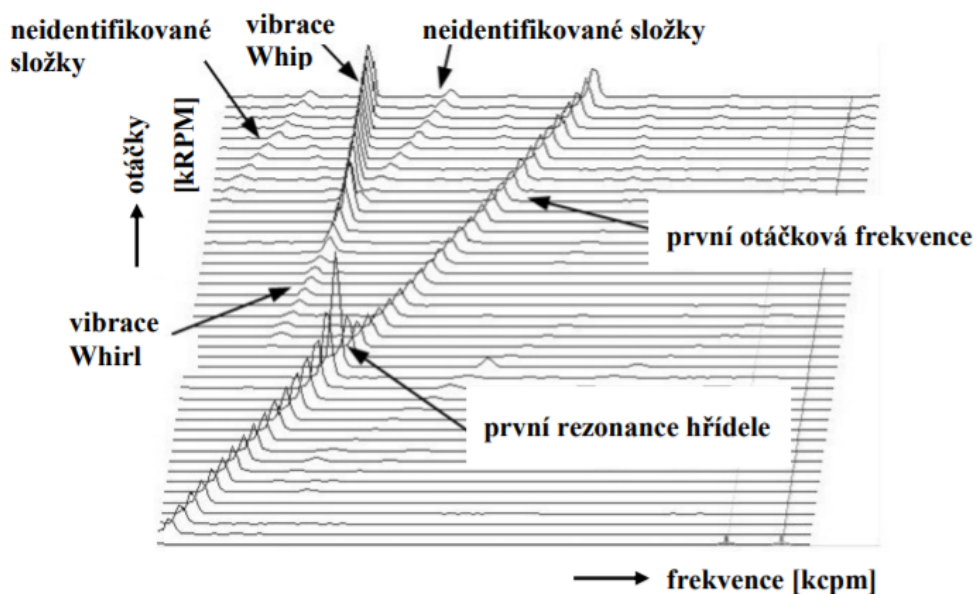
- nízkými dynamickými a zatěžujícími síly;
- výrazným opotřebením kluzného ložiska nebo při jeho velkých vůlích;
- změnou vlastností oleje, obzvláště jeho viskozity;
- zvýšeným nebo sníženým tlakem oleje nebo jeho teploty;
- změnou vnitřního tlumení.



Obrázek 25 – Frekvenční spektrum vibrací víření oleje u kluzného ložiska [9]

Nestabilita oleje – WHIP (tlučení oleje)

K této nestabilitě může dojít při provozu stroje na nebo nad dvojnásobkem kritické otáčkové frekvence rotoru. Při provozu v těchto otáčkách můžou být vyvolány nadměrné vibrace, které olejový film už neunesou. Frekvence nestability oleje typu WHIP nezmizí ani v případě, že otáčková frekvence stroje překročí dvojnásobek otáčkové frekvence rotoru, a ani když se otáčky nadále zvyšují na vyšší hodnoty.



Obrázek 26– Frekvenční spektrum kluzného ložiska [10]

Další známé závady kluzných ložisek:

- Rýhování, neboli vytvoření obvodových drážek od abrazivních částí (nečistot);
- únavové praskliny kompozice (způsobené dynamickým namáháním);
- koroze;
- kavitační vibrace a erozivní opotřebení;
- pitting způsobený elektrickými výboji (neuzemněným rotorem).

4.7 Asynchronní elektromotory

Excentricita statoru

Při excentricitě statoru není osa statoru a rotoru totožná. Osa rotoru je tak osou geometrickou, i osou rotace. Vibrace vyvolává nerovnoměrná, ale stabilní vzduchová mezera mezi statorem a rotorem. Tento problém může způsobovat malá tuhost konstrukce patek motoru, nedostateční tuhost statoru, nebo zkrat stratorových plechů, které zapříčiní lokální ohřev stratoru a jeho deformaci. Vibrace se nacházejí na dvojnásobku síťové frekvence.

Excentricita rotoru

Je stav, kdy se rotor otáčí kolem okolo osy, ale ta není jeho osou souměrnosti. V elektromotoru se tak nachází proměnná rotující vzduchová mezera, která způsobuje kroužící silové účinky, které budí vibrace na dvojnásobku síťové frekvence a také na postranních pásmech na frekvenci f_p , která je dána násobkem skluzové frekvence s počtem pólů.

4.8 Rezonance

K rezonanci dochází, když budící frekvence (způsobena vnějším zdrojem) a vlastní frekvence (dána vnitřní vlastností soustavy) se nachází na stejné, nebo velmi blízké frekvenci. Z hlediska správného provozu stroje se jedná o nežádoucí jev, protože zvyšuje dynamické namáhání. Při řešení této problematiky vibrodiagnostikou, je potřeba poznat vlastní frekvenci diagnostikovaného objektu, určit budící frekvence a posoudit možné rezonance. V případě výskytu zvýšených vibrací způsobených rezonancí je potřeba je eliminovat.

5 KONSTRUKČNÍ ČÁSTI RADIÁLNÍCH TURBOKOMPRESORŮ

Pro tvorbu této kapitoly byla čerpáno z literatury [11].

5.1 Oběžná kola

Druhy oběžných kol:

Radiální otevřené kolo bez krycího kotouče

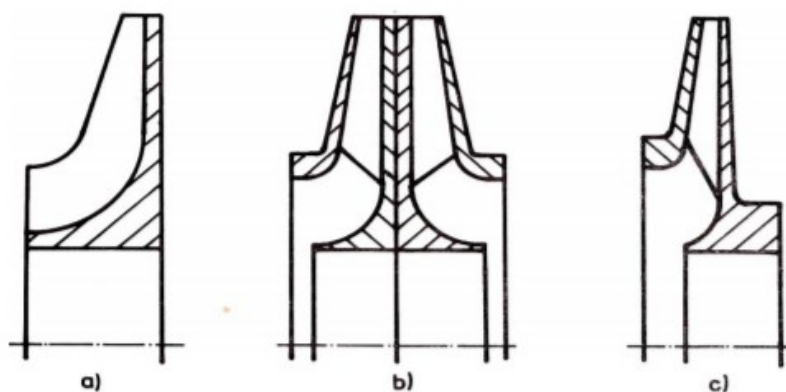
Jednostupňové radiální turbokompresory, nebo ty, které mají na jedné hřídeli nanejvýše dvě oběžná kola vysoce aerodynamicky zatížená se z pevnostních a výrobních důvodů používají otevřená kola bez krycího kotouče. Řez tímto oběžným kolem je na obrázku 27 a). V řezu lze vidět axiální část lopatek, které tvoří takzvaný záběrník. Vzdušina vstupuje axiálním směrem do lopatkování a vystupuje z nich ve směru radiálním.

Radiální oběžné kolo s krycím kotoučem

Vícestupňové radiální turbokompresory mají oběžná kola s krycím kotoučem, díky kterému tvoří soustavu uzavřených rotujících kanálů. Vzdušina vstupuje i vystupuje z lopatek ve směru radiálním. Řez je zobrazen na obrázku 27 c).

Radiální dvojité oběžné kolo s krycími kotouči

Systém dvojitých oběžných kol je používán pro velká dopravovaná množství. Použití těchto oběžných kol je jako u radiálních oběžných kol s krycím kotoučem, neboli pro vícestupňové radiální turbokompresory. Řez je znázorněn na obrázku 27 b).



Obrázek 27 – Meridiální řezy oběžnými koly radiálních turbokompresorů [11]

5.2 Vyrovnávací píst

Slouží k částečnému vyrovnání axiální síly, která vzniká při provozu a působí na rotor. Zbylou nevyrovnanou axiální sílu zachycuje axiální ložisko. Je výhodné, když axiální síla působí ve všech

provozních stavech pouze v jednom směru. Lze tomu docílit, když jsou všechna oběžná kola nasazena na rotor v jednom směru postupně za sebou.

5.3 Rotor radiálního turbokompresoru

Je tvořen hřídelí, na níž jsou nasazeny jednotlivá oběžná kola, vyrovnávací píst, součásti vnějších ucpávek, ložisky a spojkou na konci hřídele.

Hřídel se dimenzuje hlavně s ohledem na dynamické vlastnosti, které jsou dané kritickými otáčkami. Tyto otáčky by neměly ležet v pásmu $\pm 20\%$ k provozním otáčkám. Při konstrukci je tedy dbát na to, aby provozní otáčky byly dostatečně vzdáleny od kritických otáček. Ne vždy lze této podmínce vyhovět. V tom případě se provádí test necitlivosti rotoru. Ve většině případů rotory radiálních turbokompresorů pružné, tudíž mají provozní otáčky vyšší, než jsou jejich prvním ohybové kritické otáčky.

5.4 Stator radiálního turbokompresoru

Stator turbokompresoru je složen ze skříně mezistěn a ložiskových pouzder. Uvnitř skříně a mezistěnách jsou průtočné kanály. Sací komora slouží pro přívod plynu od sacího potrubí do oběžného kola 1. stupně. Do následujícího stupně je plyn usměrňován přes lopatkové difuzory nebo vratné kanály umístěné v mezistěnách. Na výstupu z turbokompresoru jsou výstupní spirály nebo sběrače, které se také nacházejí ve statoru sloužící pro výstup plynu do mezichladiče a vratné komory, přes které je plyn vrácen a usměrňován z mezichladiče do následujícího oběžného kola

5.5 Ložiska

Radiální ložiska

Hřídele od turbokompresoru bývají uloženy na kluzných hydrodynamických ložiskách, mazanými olejem nebo plynem. Použití valivých ložisek vzhledem k vysokým obvodovým rychlostem je nevhodné. Nosná radiální hydrodynamická ložiska zachycují síly působící v radiálním směru, zejména pak hmotnost rotoru.

Axiální ložiska

Axiální ložiska zachycují nevyrovnané síly, kde velikost těchto sil je součtem sil působících na jednotlivá oběžná kola, tahem vyrovnávacího pístu a tahem spojky.

Nevyrovnané síly mohou působit v kladném i záporném směru. Z tohoto hlediska se používají oboustranná axiální ložiska s pohyblivými segmenty. V případě konstrukce, kde se předpokládá převážné působení axiální síly v jednom směru a v opačném pouze malé nahodilé síly, se používají axiální ložiska s různým provedením pro zachycení axiální síly v hlavním směru a v opačném směru pro zachycení nahodilých sil.

5.6 Ucpávky

Turbokompresory jsou vybaveny vnějšími a vnitřními ucpávkami. Vnitřní oddělují jednotlivé stupně a jsou umístěné na mezistěnách, kdežto vnější ucpávky oddělují vnitřní prostor od vnější atmosféry tam, kde rotor vystupuje ven z turbokompresoru.

Labyrintové ucpávky

Labyrintové ucpávky patří mezi typ ucpávek, které dovolují částečný průtok stlačeného média. Princip spočívá v postupném škrcení plynu v řadě za sebou posloupných komůrek z tlaku před ucpávkou na tlak za ucpávkou.

Hermetické ucpávky

Tyto ucpávky používají olej jako oddělovací medium. Dělí se na třecí a plovoucí ucpávky. U třecích ucpávek je těsnící místo ve spáře mezi rotorovým a statorovým kroužkem. Ve styku obou kroužků dochází ke tření, ze kterého se vytváří teplo. To je odváděno olejem, který je do ucpávky přiváděný a současně maže třecí plochy.

Klidové ucpávky

Klidové ucpávky jsou využívány v případech odstavení turbokompresoru z provozu a při přerušení dodávky tlakového oleje. Před zastavením dodávky tlakového oleje se musí vypustit plyn z turbokompresoru. Klidové ucpávky jsou buď v samostatném konstrukčním uzlu, nebo jako součást hermetických ucpávek. Umísťuje se mezi provozní (třecí nebo plovoucí) ucpávku a plynovou stranu kompresoru, aby při uzavření klidové ucpávky byl systém provozní ucpávky od plynu oddělen. Princip je na základě mezikruhového pístu, který je tlakem olejem nadzdvihován a pružinami zavírán. Píst uzavírá spáru mezi rotorem a statorem při ztrátě tlaku oleje a zamezí průniku plynu ven z turbokompresoru.

5.7 Spojky

Na turbokompresorech se používají tři typy spojek pro spojení rotorů, a to pevné, pohyblivé (zubové) a pružné spojky.

Pevné spojky

Pevné spojky zamezují jakémukoliv vzájemnému pohybu konců spojovaných rotorů za klidu i za provozu. Obvykle jsou přírubové konstrukce spojené lícovanými šrouby. Kroučicí moment je přenášen třením v místě vzájemného styku čelních přírub.

Pohyblivé (zubové) spojky

Pohyblivé spojky jsou tvořeny dvěma náboji s ozubenými věnci, na které jsou nasazeny objímky s vnitřním ozubením. Spojky tohoto typu za provozu vytvářejí dvoukloubový systém, který umožňuje určité úhlové vychýlení a radiální přesazení rotorů. Kompenzují se tím za provozu různé tepelné dilatace a jiné deformace ložiskových stojanů i základu.

Pružné spojky

Pružné spojky bývají tvořeny dvěma náboji a mezikusem, kde jejich spojení je provedeno pružnou membránou nebo svazkem lamel. Výhodou je, že nejsou potřeba být mazány.

5.8 Chladiče

Chlazení plynu lze dosáhnout snížení potřebné kompresní práce, aby se průběh komprese přibližoval izotermické kompresi. K chlazení v průběhu komprese dochází ve vnějších mezichladičích uspořádaných mimo tělesa kompresoru nebo v mezichladičích, které jsou vloženy do tělesa turbokompresoru.

Chladicí médium bývá chladicí voda nebo vzduch. V případě chladicí vody má turbokompresor vybudován systém chlazení a dodávky chladicí vody. Chladič může být umístěn přímo u turbokompresoru nebo přímo v jeho tělese, má menší rozměry a dosahuje se nižší teploty ochlazovaného plynu než u vzduchového chladiče. Vzduchový chladič bývá umístěn mimo strojovnu, čímž dochází k větší tlakovým ztrátám.

5.9 Pohon turbokompresorů

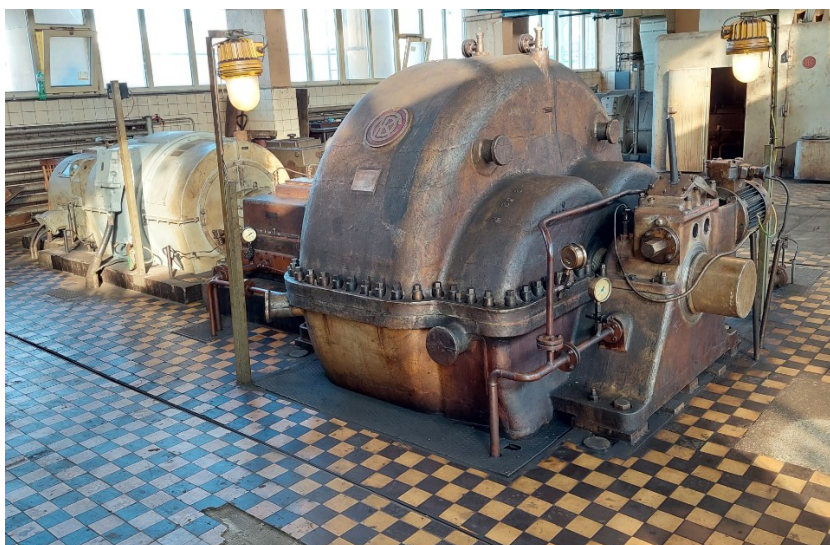
Elektromotor

Elektromotor je nejčastější používaný typ pohonu turbokompresoru. Používají se jak synchronní, tak asynchronní elektromotory. Výhodou je jednoduchost provedení i obsluhy, relativně nízké pořizovací náklady, vysoká provozní spolehlivost a účinnost. Elektromotory mají relativně nízké otáčky, tudíž mezi elektromotorem a turbokompresorem musí být vložena převodovka.

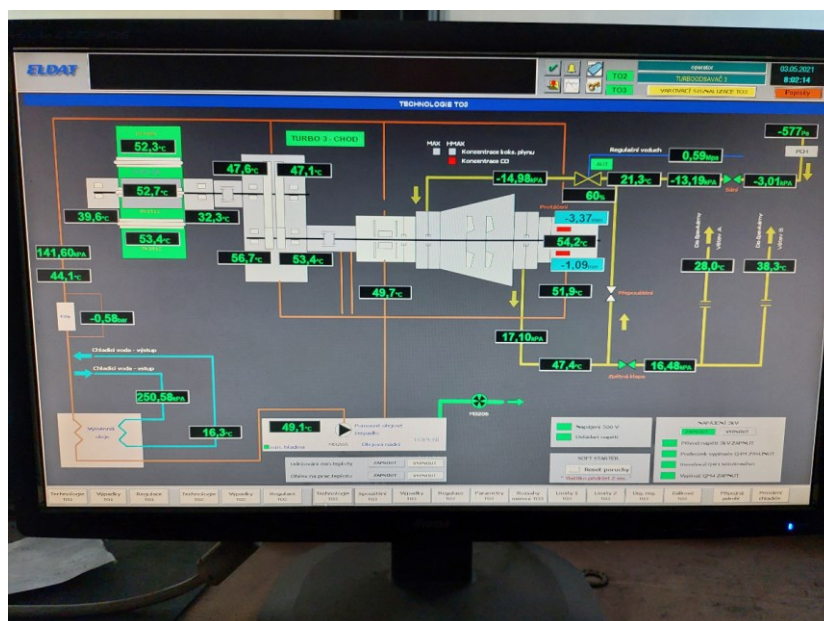
6 APLIKACE TECHNICKÉ DIAGNOSTIKY NA TURBOKOMPRESORECH

Měřeným zařízením jsou turbokompresory a celé jejich soustrojí, sloužící k dopravě koksárenského plynu, nacházející se v Koksovně Svoboda společnosti OKK Koksovny, a.s. Je zde celkem trojice turbokompresorů. V provozu je vždy jen jeden, kdy z pravidla po 10 000 motohodinách se turbokompresor odstaví, provede se jeho kontrola technického stavu a případná repase. Práci odstaveného turbokompresoru nahradí jeden z dalších dvou turbokompresorů.

Turbokompresory jsou umístěné v jedné pracovní hale. Pomocí řídicích panelů v řídicím centru je sledován jejich stav a je zde manuálně ovládán turbokompresor č.1 a č.2. Turbokompresor č.3 je nejnovější, v provozu je od roku 2012 a jeho řízení je plně automatizováno.

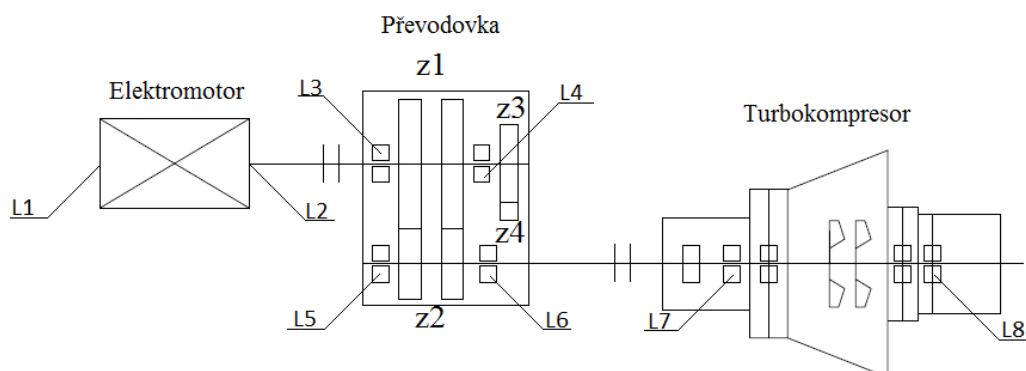


Obrázek 28 – Pohled na odkrytované soustrojí turbokompresorou



Obrázek 29 – Software pro hlídání teplot a tlaku turbokompresoru č.3

6.1 Popis měřených zařízení



Obrázek 30 – Schéma měřeného soustrojí [interní materiály VŠB-TUO]

6.1.1 Elektromotor

Turbokompresory jsou poháněny třífázovými asynchronními elektromotory. Turbokompresor č.1 a č.2 mají stejný model elektromotoru. Jedná se o typ 1EMSE100 – 43 – 4Z od společnosti ČKD – Praha.

Tabulka 1 – Štítkové hodnoty elektromotoru č.1 a č.2

Výrobce	Typ	Rok výroby	Výkon	Otáčky	Hmotnost
ČKD - PRAHA	1EMSE100 – 43 – 4Z	1986	780 kW	1485 ot·min ⁻¹	5085 kg

Elektromotor turbokompresoru č.3 je novější výroby, od společnosti ABB typu AMD 560 L4T BABM. Má nižší výkon než předchozí dva elektromotory, ovšem se zachováním téměř stejných otáček.

Tabulka 2 – Štítkové hodnoty elektromotoru č.3

Výrobce	Typ	Rok výroby	Výkon	Otáčky	Hmotnost
ABB	AMD 560 L4T BABM	2011	725 kW	1480 ot·min ⁻¹	5900 kg

6.1.2 Převodovka

Převodovka zajišťuje navýšení otáček od elektromotoru na hřídel turbokompresoru na požadovanou hodnotu. Převodové ústrojí se skládá ze dvou hřídelí, uložených v kluzných ložiskách a jedním párem čelních ozubených kol s dvojnásobným šikmým ozubením, které přenáší moment z jedné hřídele na druhou. Ozubení na vstupní hřídeli je 2 x 81 zubů a na výstupní hřídeli 2 x 30 zubů. Převodový poměr je 2,7.



Obrázek 31 – Nové ozubené soukolí připravené k montáži při repasi

6.1.3 Turbokompresor

Turbokompresor dosahuje rychlosti $4050 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, sacího tlaku $0,09316 \text{ MPa}$ a výtlačného tlaku $0,1229 \text{ MPa}$. Jeho výkonnost je $32000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a je složen ze dvou lopatkových kol, každé o obsahu 20 lopatek.



Obrázek 32 – Rotor odstaveného turbokompresoru

6.1.4 Olejová stanice

Každý turbokompresor má svou mazací stanici o objemu přibližně 4000 l oleje, nacházející se v nižším patře pod samotnými turbokompresory. Mazivem je turbínový olej Mogul TB 46, který je mazacím olejovým systémem dopravován rozvody do ložisek turbokompresoru, elektromotoru, převodovky a ke spojkám. Olej je o potřebném tlaku do požadovaných míst poháněn čerpadlem, který olej nasává ze zásobníku. Aby bylo co nejvíce zabráněno průniku hrubým nečist do oběhu, jsou stanice vybavené olejovými filtry.

Při každé diagnostice turbokompresoru, jsme odebrali z olejové stanice vzorek oleje a v laboratoři VŠB-TUO na něm provedli potřebné tribologické zkoušky.



Obrázek 33 – Olejová stanice

6.2 Aplikované diagnostické metody

Pro určení správné prognózy životnosti měřeného zařízení, je zapotřebí mít co nejpresnější a nejvíce vypovídající data jeho technického stavu. Aplikováním více metod technické diagnostiky, neboli multiparametrické diagnostiky, lze odhalit závady, které by jinak nebyly odhalitelné použitím pouze jedné diagnostické metody. V tomto případě bylo usouzeno, že je nejvíce vhodné použít kombinaci vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky.

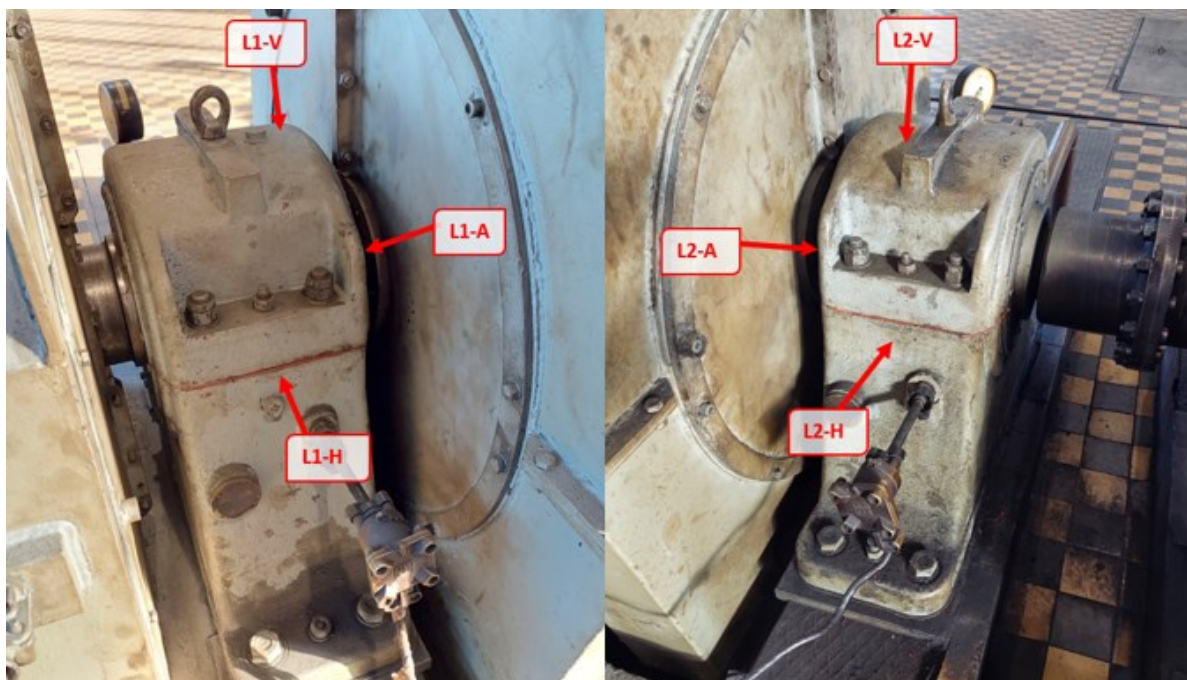
6.3 Měřící místa snímačů vibrací

Nejvhodnější místa pro měření vibrací, aby odpovídali skutečným vibracím stroje a splnili požadavky monitorování stavu vibrací dle normy ČSN 13 371 – 1, jsou ložiska nebo rám stroje. Tyhle místa jsou obvykle v přímém kontaktu s vibracemi. Ideální je tedy zvolit měřící místa pokud je tomu možný přístup na ložiskových domcích, popřípadě na ploše, která je v kontaktu s ložiskovým domkem, aby byla cesta šířeného signálu co nejkratší a po jeho cestě docházelo k co nejmenšímu útlumu vibrací. Dosedací místa snímačů na měřeném stroji je potřeba očistit, aby nebyl naměřený signál zkreslen.

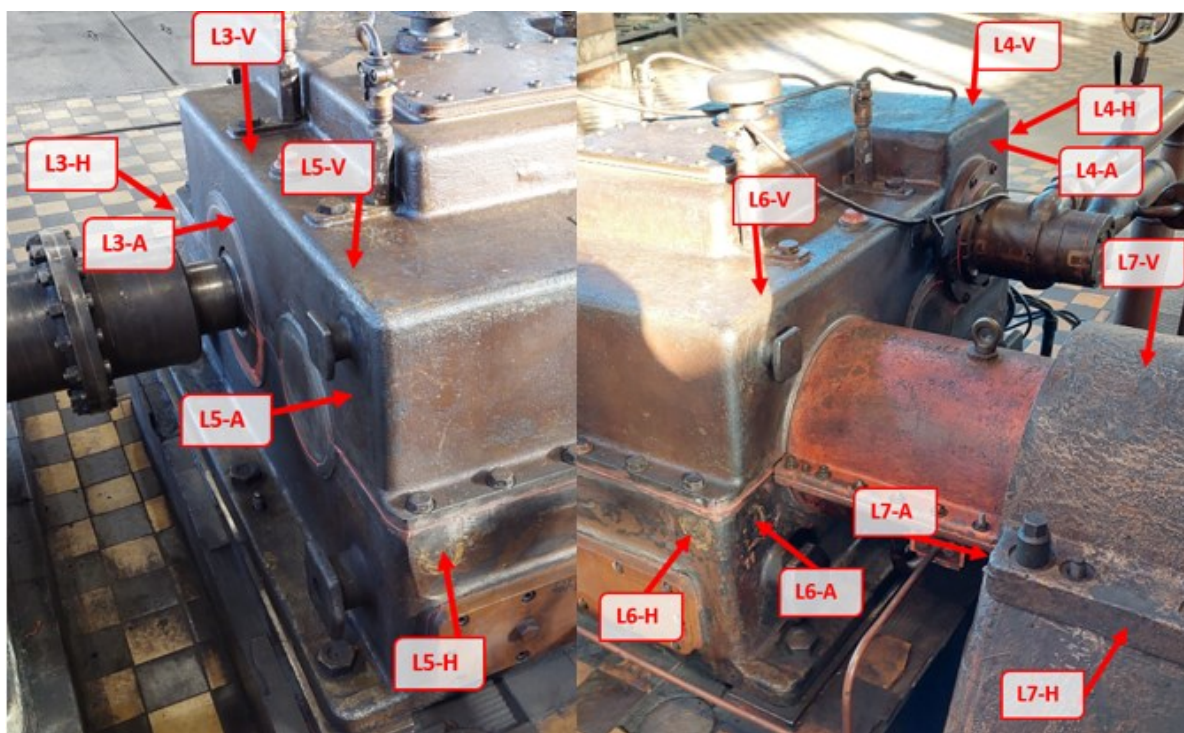
Vibrace jsou změřeny na osmi měřících bodech a v každém ve třech směrech: vertikální, horizontální a axiální.

Měřicí body jsou očíslovány od elektromotoru. Elektromotor má měřicí body L1 a L2, převodovka L3, L4, L5 a L6 a turbokompresor L7 a L8.

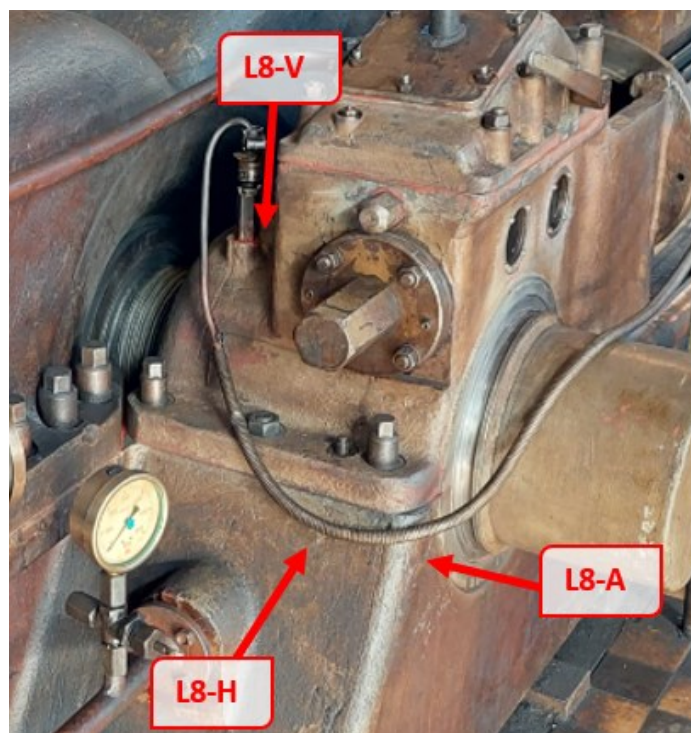
Na obrázku č. 34, 35 a 36 jsou na odkrytém turbokompresoru vyznačeny měřicí body.



Obrázek 34 – Znázornění měřicích míst na elektromotoru



Obrázek 35 – Znázornění měřicích míst na převodovce a vstupní hřídele turbokompresoru



Obrázek 36 – Znázornění měřících míst na konci hřídele turbokompresoru

6.4 Měřící zařízení

Hodnoty vibrací byly měřeny pomocí 4-kanálového multifunkčního analyzátoru od společnosti Adash, typu A4400 VA4 Pro II, který je určen zejména pro profesionální diagnostiku strojů, provozní vyvažování a pro servisní a inspekční činnost.

Analyzátor zaznamenával vibrace pomocí piezoelektrického tlakového akcelerometrického snímače vibrací, který byl pomocí integrovaného plochého magnetu přichycen k vhodnému měřenému bodu. K přenosu informací od akcelerometru k měřicímu zařízení zajišťuje připojený kabel od akcelerometru do vstupního kanálu analyzátoru.

Analyzátor obsahuje několik modulů pro různé druhy měření. Pro toto měření byl využit modul rekordér měřených signálů. Tento modul zaznamenává a ukládá naměřené hodnoty. Při měření rekordér zaznamenával časový průběh vibrací, který následně přepočítal na frekvenční spektrum vibrací, při vhodně zvoleném frekvenčním rozsahu.

Data byly vyhodnoceny přes modul analyzátor. Tento modul slouží k zobrazení zpracovaných naměřených dat. Zajímaly nás hodnoty rychlosti a zrychlení vibrací, a jejich frekvenční spektrum, pomocí kterého se zjistí, na jakých otáčkových frekvencích se změřené vibrace nacházejí.



Obrázek 37 – Měřicí zařízení Adash VA4 Pro II [13]

6.5 Výpočet otáčkových frekvencí

Pro vyhodnocení frekvenčních spekter je potřeba vědět, na jakých otáčkových frekvencích jednotlivé části stroje pracují. V tomto případě šlo o určení lopatkových, rotorových a zubových frekvencí. K tomu je potřeba znát technické údaje daného stroje, jako jsou počty lopatek, zubů a otáčky.

Otáčková frekvence elektromotoru turbokompresoru č.1 a č.2

$$f_{m12} = \frac{n_{1,2}}{60} = \frac{1485}{60} = 24,75 \text{ Hz} \quad (6.1)$$

Kde je:

$n_{1,2}$ – otáčky elektromotoru turbokompresoru č.1 a č.2.

Otáčková frekvence elektromotoru turbokompresoru č.3

$$f_{m3} = \frac{n_3}{60} = \frac{1480}{60} = 24,66 \text{ Hz} \quad (6.2)$$

Kde je:

n_3 – otáčky elektromotoru turbokompresoru č.3.

Otáčková frekvence záběru zubů prvního ozubeného kola turbokompresoru č.1 a č.2

$$f_{oz1,2} = \frac{n_{1,2} \cdot z_1}{60} = \frac{1485 \cdot 81}{60} = 2004,75 \text{ Hz} \quad (6.3)$$

Kde jsou:

$n_{1,2}$ – otáčky elektromotoru turbokompresoru č.1 a č.2;

z_1 – počet zubů ozubeného kola na vstupní hřídeli převodovky.

Otáčková frekvence záběru zubů prvního ozubeného kola turbokompresoru č.3

$$f_{oz3} = \frac{n_3 \cdot z_1}{60} = \frac{1480 \cdot 81}{60} = 1998 \text{ Hz} \quad (6.4)$$

Kde jsou:

n_3 – otáčky elektromotoru turbokompresoru č.3;

z_1 – počet zubů ozubeného kola na vstupní hřídeli převodovky.

Otáčková frekvence záběru zubů druhého ozubeného kola

$$f_{oz2} = \frac{n_t \cdot z_1}{60} = \frac{4050 \cdot 30}{60} = 2025 \text{ Hz} \quad (6.5)$$

Kde jsou:

n_t – otáčky rotoru turbokompresoru;

z_2 – počet zubů ozubeného kola na výstupní hřídeli převodovky.

Otáčková frekvence turbíny

$$f_t = \frac{n_t}{60} = \frac{4050}{60} = 67,5 \text{ Hz} \quad (6.6)$$

Kde je:

n_t – otáčky rotoru turbokompresoru.

Vypočítané otáčkové frekvence nám poslouží ke srovnání s hodnotami vibrací při určité otáčkové frekvenci na frekvenčních spektrech.

V tabulce 3 jsou uvedeny vypočítané otáčkové frekvence jednotlivých požadovaných částí stroje.

Tabulka 3 – Otáčkové frekvence jednotlivých částí soustrojí

Část stroje	Vypočítaná otáčková frekvence [Hz]
Elektromotor č.1 a č.2	24,75
Elektromotor č.3	24,66
Záběr prvního ozubeného kola turba č.1 a č.2	2004,75
Záběr prvního ozubeného kola turba č.3	1998
Záběr druhého ozubeného kola	2025
Turbína	67,5

6.6 Tabulky mezních hodnot vibrací dle normy ČNS ISO 10816

Normou ČSN ISO 10816, nazývajících se Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech, jsou stanovena pravidla pro měření a vyhodnocování vibrací strojů měřených na nerotujících částech stroje. Dle této normy se vyhodnocují provozní podmínky a přejímací zkoušky stroje, což je nezbytné pro zajištění co nejdelšího bezporuchového a bezpečného provozu stroje, anebo pro naplánování případných servisních odstávek v případě zjištění závady.

Naměřené efektivní hodnoty rychlosti a zrychlení vibrací jsou vyhodnoceny dle normy ISO 10 816, část 3: Průmyslové stroje se jmenovitým výkonem nad 15kW a jmenovitými otáčkami mezi 120 ot·min⁻¹ a 15000 ot·min⁻¹ při měření in-situ.

Norma rozděluje velikost vibrací do čtyř pásem:

Pásmo A

Vibrace v tomto pásmu odpovídají novému stroji na začátku provozu.

Pásmo B

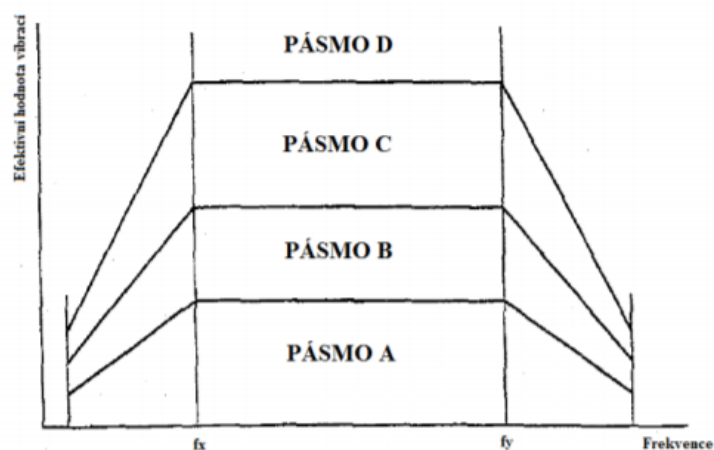
Stroj, jehož vibrace se nachází v tomto pásmu, může být provozován po neomezeně dlouhou dobu.

Pásmo C

Stroj není vhodné provozovat v tomto pásmu vibrací po neomezeně dlouhou dobu, je potřeba zjistit příčinu vibrací a nechat stroj v provozu do nejbližší možné opravy.

Pásmo D

Vibrace v tomto pásmu jsou nebezpečné a může hrozit poškození stroje.



Obrázek 38 – Průběh kritéria velikosti vibrací [14]

Tabulka 4 – Mezní efektivní hodnoty rychlosti vibrací dle ČSN ISO 10 816-3

Tabulka doporučených mezních hodnot efektivních rychlostí vibrací dle ČSN ISO 10 816-3	
Označení pásem	Efektivní hodnota rychlosti vibrací [$\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$]
A/B	2,3
B/C	4,5
C/D	7,1

Tabulka 5 – Mezní efektivní hodnoty zrychlení vibrací dle ČSN ISO 10 816-3

Tabulka doporučených mezních hodnot efektivních zrychlení vibrací dle ČSN ISO 10 816-3	
Označení pásem	Efektivní hodnota zrychlení vibrací [g]
A/B	0,5
B/C	1,5
C/D	4

6.7 Naměřené hodnoty vibrací

6.7.1 Měření rychlosti vibrací

Rychlost vibrací byla měřena v nízkofrekvenčním pásmu, jehož frekvenční rozsah byl v měřícím zařízení nastaven na 10 – 1000 Hz. Použití měření rychlosti místo zrychlení je z důvodu vyšší citlivosti rychlosti vibrací na nízkofrekvenční vibrace. Tento frekvenční rozsah je také aplikován u normy ČSN ISO 10 816-3.

V nízkofrekvenčním pásmu lze objevit mechanické závady související s otáčkami stroje. Jedná se například od nevyváženost, nesouosost nebo uvolnění mechanických vazeb.

Tabulka 6 – Naměřené efektivní hodnoty rychlosti vibrací

Hodinový náběh [h]		282	5249	9200	1600	4920	6316
Část soustrojí	Měřené body	Turbo č.3 Měření č.1 26.3.2019 [mm·s ⁻¹]	Turbo č.1 Měření č.2 7.6.2019 [mm·s ⁻¹]	Turbo č.1 Měření č.3 6.12.2019 [mm·s ⁻¹]	Turbo č.2 Měření č.4 1.3.2020 [mm·s ⁻¹]	Turbo č.2 Měření č.5 16.7.2020 [mm·s ⁻¹]	Turbo č.3 Měření č.6 3.5.2021 [mm·s ⁻¹]
Elektromotor	L1 - V	0,81	0,664	0,718	0,241	0,244	0,313
	L1 - H	4,66	0,796	0,808	0,217	0,24	0,164
	L1 - A	0,567	2,45	2,8	0,321	0,354	0,358
	L2 - V	0,785	0,536	0,624	0,4	0,371	0,233
	L2 - H	3,52	0,635	0,544	0,609	0,588	0,145
	L2 - A	0,687	0,86	0,779	0,317	0,497	0,38
Převodovka	L3 - V	0,871	0,116	1,46	1,09	1,16	0,79
	L3 - H	3,21	0,748	0,664	0,865	0,767	1,77
	L3 - A	1,09	0,646	2,21	0,987	0,71	0,604
	L4 - V	0,992	0,838	1,01	1,86	1,38	1
	L4 - H	3,28	0,561	0,538	0,472	0,406	1,14
	L4 - A	1,29	0,662	0,873	0,638	0,822	1,34
	L5 - V	1,06	0,845	1,87	1,28	1,92	0,787
	L5 - H	3,1	0,735	0,681	0,746	0,665	1,03
	L5 - A	1,21	0,746	0,754	0,795	0,972	1,12
	L6 - V	1,82	0,795	1,14	1,4	1,22	1,15
	L6 - H	3,24	0,62	0,553	0,06	0,486	0,944
	L6 - A	1,19	0,787	0,829	0,663	0,7	1,37
Turbokompresor	L7 - V	1,33	0,996	0,811	0,227	0,269	0,305
	L7 - H	3,65	0,863	1,09	0,342	0,288	0,616
	L7 - A	2,15	1,1	1,84	0,294	0,378	0,87
	L8 - V	0,678	1,1	1,54	0,185	0,202	0,149
	L8 - H	1,36	0,829	0,447	0,254	0,219	0,413
	L8 - A	1,97	3,08	2,87	0,299	0,402	0,821

Turbokompresor č. 1

Nejvyšší naměřené vibrace z obou měření byly na ložisku č. 1 v axiálním směru. Při prvním měření dosahovaly naměřené hodnoty rychlosti vibrací velikosti $2,45 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ a při druhém $2,8 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Tato velikost ovšem spadá podle normy do pásma B, neboli že vibrace jsou natolik nízké, že nevypovídávají o žádném zhoršeném dynamickém stavu jak na elektromotoru, tak na turbokompresoru. Všechny další rychlosti vibrací jsou velmi malé, odpovídající novým nebo repasovaným strojům, spadající do pásma A.

Turbokompresor č. 2

Na turbokompresoru č. 2 bylo rovněž provedeno během jeho životního cyklu před plánovanou odstávkou dvě měření. Nejvyšší naměřená hodnota rychlosti vibrací je $1,86 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ která, jako všechny ostatní hodnoty spadá do pásma A.

Turbokompresor č.3

Od turbokompresoru č.3 máme jako u všech předchozích data ze dvou měření, ovšem data nelze mezi sebou porovnávat. Nemají na sebe návaznost, protože při druhém měření byl stroj již po kontrole a repasi od náběhu, kdy proběhlo první měření.

Nejvyšší rychlost vibrací z měření na turbokompresoru č.3 byla $4,66 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Tato hodnota již spadá do pásma C a může značit o vznikajícím zhoršeném dynamickém stavu stroje, jako je nevývaha nebo nesouosost. Je potřeba vyhodnotit frekvenční spektra zjistit příčinu těchto vibrací. Všechny další naměřené vibrace jsou velice nízké a spadají do pásma A.

6.7.2 Měření zrychlení vibrací

Pro měření zrychlení vibrací bylo použito rozmezí vysokofrekvenčního pásma, konkrétně od 500 Hz do 25 600 Hz, které bylo zvoleno na základě předchozích zkušeností s měření na těchto strojích.

V pásmech vysokých frekvencí lze objevit informace o počínajících závadách částí stroje, jehož impulzy se nacházejí v oblasti vysokých kmitočtů. Ve vysokofrekvenčním pásmu má zrychlení vibrací větší citlivost než rychlost vibrací. Jednotkou pro zrychlení vibrací je g. Mezi závady projevující se v měření zrychlení vibrací ve vysokofrekvenčním pásmu patří poškození ozubeného převodu, poškození ložisek, přidírání hřídele nebo také problémy s mazáním.

Tabulka 7 – Naměřené efektivní hodnoty zrychlení vibrací

Hodinový náběh [h]		282	5249	9200	1600	4920	6316
Část soustrojí	Měřené body	Turbo č.3 Měření č.1 26.3.2019 [g]	Turbo č.1 Měření č.2 7.6.2019 [g]	Turbo č.1 Měření č.3 6.12.2019 [g]	Turbo č.2 Měření č.4 1.3.2020 [g]	Turbo č.2 Měření č.5 16.7.2020 [g]	Turbo č.3 Měření č.6 3.5.2021 [g]
Elektromotor	L1 - V	0,344	0,162	0,49	0,072	0,52	0,094
	L1 - H	0,185	0,157	0,206	0,152	0,15	0,218
	L1 - A	0,375	0,18	0,155	0,174	0,166	0,189
	L2 - V	0,484	0,296	0,151	1,06	0,931	0,164
	L2 - H	0,25	0,318	0,516	0,368	0,464	0,36
	L2 - A	0,529	0,256	0,916	0,229	0,693	0,241
Převodovka	L3 - V	1,62	1,85	0,769	0,851	2,22	1,55
	L3 - H	0,374	1,12	3,09	2,78	1,68	1,48
	L3 - A	0,703	1,95	2,24	1,38	1,36	1
	L4 - V	3,42	5,33	1,32	0,684	6,56	1,28
	L4 - H	0,341	1,57	1,96	3,58	1,78	1,91
	L4 - A	2,27	1,48	3,14	1,73	1,81	1,99
	L5 - V	3,52	1,69	0,465	2,88	1,08	3,69
	L5 - H	2,05	1,15	6,48	2,45	1,79	7,35
	L5 - A	1,49	4,62	4,31	1,41	2,41	2,24
	L6 - V	2,77	4,56	1,27	2,06	2,73	1,06
	L6 - H	0,31	2,03	7,71	1,81	1,46	2,53
	L6 - A	4,67	3,32	2,56	1,53	2,91	6,58
Turbokompresor	L7 - V	0,366	0,407	0,507	1,33	1,65	0,329
	L7 - H	0,208	0,46	0,804	0,384	0,59	0,368
	L7 - A	0,386	0,488	0,681	0,301	0,921	0,474
	L8 - V	0,604	0,288	0,287	0,333	0,603	0,367
	L8 - H	0,25	0,129	0,965	0,326	0,453	0,659
	L8 - A	0,584	0,175	0,678	0,25	0,537	0,371

Turbokompresor č. 1

Na turbokompresoru č.1 byly při obou měření zvýšené hodnoty zrychlení vibrací na ložiskách od převodového soustrojí. Nejvyšší naměřená hodnota zrychlení vibrací byla 7,71 g, na měřicím místě L6 ve vertikálním směru. Tyto hodnoty již spadají do pásma D, což svědčí o vznikající nebo již vzniklé závadě na stroji. Na první pohled to naznačuje na závadu převodového ústrojí. V každém případě je potřeba provést rozbor frekvenčního spektra a zjistit příčinu těchto vibrací.

Turbokompresor č. 2

Při prvním měření na turbokompresoru č.2, naměřené hodnoty zrychlení vibrací spadaly do pásma A, B a C. Všechny hodnoty z pásma C se nacházely na měřicích bodech na převodovce. Nejvyšší naměřená hodnota byla na ložisku č.4 v horizontálním směru, a to o velikosti 3,58 g. Na elektromotoru i turbokompresoru se žádné zvýšené vibrace nenacházely.

U druhého měření došlo na některých měřicích místech k nárůstu zrychlení vibrací oproti prvnímu měření. Na bodě L4 od převodovky se nachází největší naměřené vibrace, a to o zrychlení 6,56 g, patřící do pásma D. Ostatní hodnoty zrychlení na převodovce se nachází v pásmech B/C. Nárůst vibrací může být způsoben delším pracovním náběhem a tím vyšším opotřebením stroje oproti prvnímu měření. Na turbokompresoru se všechny hodnoty zrychlení nachází v pásmech A/B, až na místo L7 ve vertikálním směru. Zde hodnoty také vzrostly, při prvním měření se nacházely v pásmu B a při druhém už v pásmu C.

Turbokompresor č.3

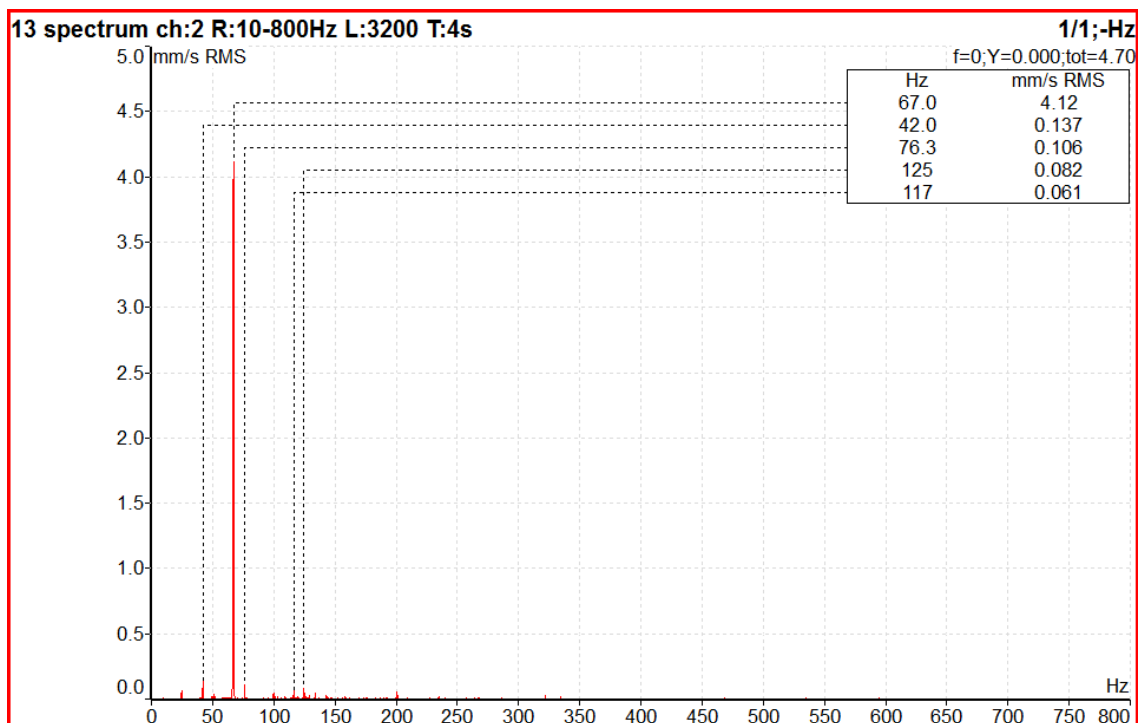
Od turbokompresoru č.3 máme také data ze dvou měření, ovšem data nelze mezi sebou porovnávat, protože při druhém měření byl stroj již po kontrole a repasi od náběhu, kdy proběhlo první měření.

Zvýšené hodnoty zrychlení vibrací se na turbokompresoru č.3 nacházely tak jako u předchozích turbokompresorech na převodovém ústrojí. Nejvyšší zrychlení vibrací bylo 4,67 g na bodě L6 v axiálním směru, spadající do pásma D.

6.8 Rozbory frekvenčního spektra

6.8.1 1. měření – turbokompresor č.3

Ložisko L1 turbokompresoru



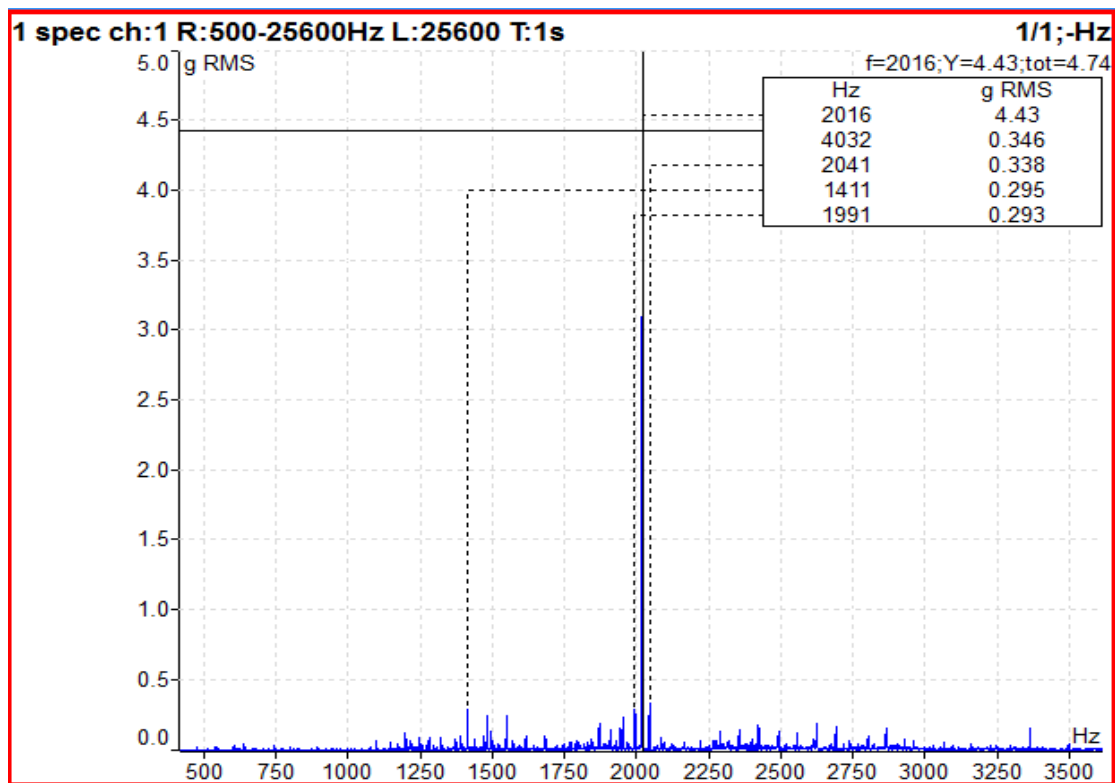
Obrázek 39 - Frekvenční spektrum rychlosti v pásmu 1 Hz až 800 Hz v horizontálním směru

Na ložisku L1 od elektromotoru bylo naměřeno zvýšené zrychlení vibrací o velikosti $4,12 \text{ mm.s}^{-1}$ na frekvenci 67 Hz. Jedná se o vibrace vyvolané turbokompresorem. Jelikož na turbokompresoru se žádné zvýšené vibrace od rotoru turbokompresoru nenacházely a jedná se o jediné místo, na kterém byly takto zvýšené vibrace od turbokompresoru naměřeny, tak se tato ojedinělá hodnota zde vyskytla pravděpodobně přenosem přes základ soustrojí.

6.8.2 2. a 3. měření – turbokompresor č.1

Měření č.2

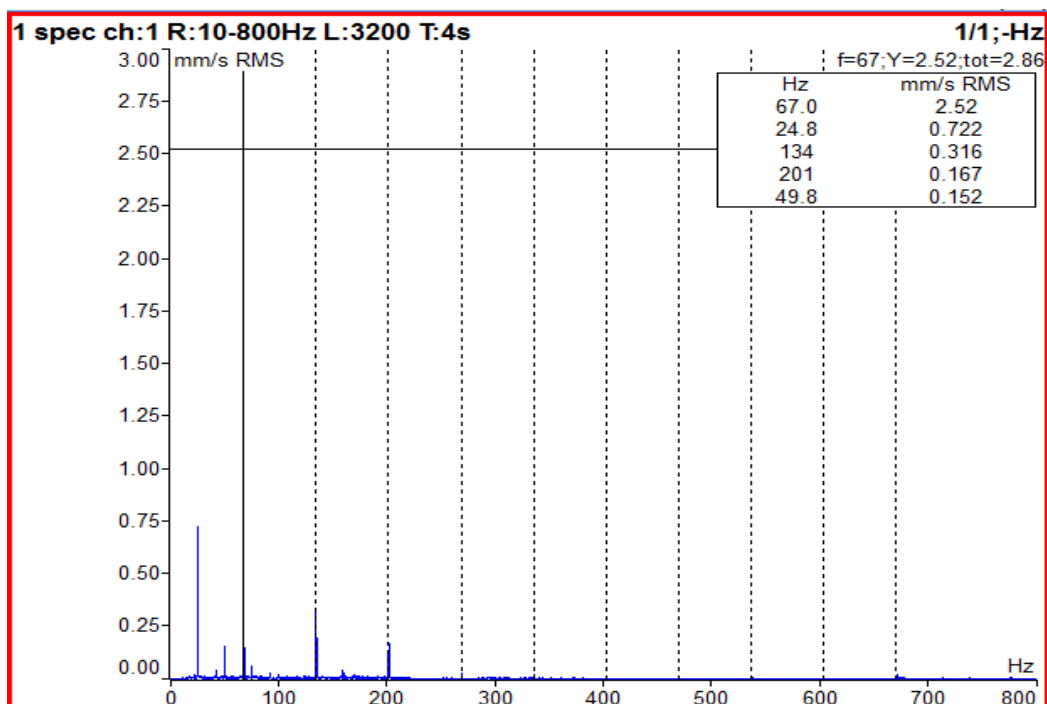
Ložisko L5 převodovky



Obrázek 40 - Frekvenční spektrum zrychlení v pásmu 500 Hz až 25600 Hz v axiálním směru na ložisku L5

Z frekvenčního spektra zrychlení rychlosti v axiálním směru na ložisku L5 od převodovky lze vyčíst, že nejvyšší efektivní hodnota zrychlení vibrací je na zubové frekvenci ozubeného soukolí. Zrychlení vibrací o velikosti 4,43 g spadají do pásma D a svědčí to o vznikající nebo již vzniklé poruše. Tyto vibrace vypovídají o určitém opotřebení ozubeného soukolí nebo o opotřebení kluzných ložisek.

Ložisko L8 turbokompresoru

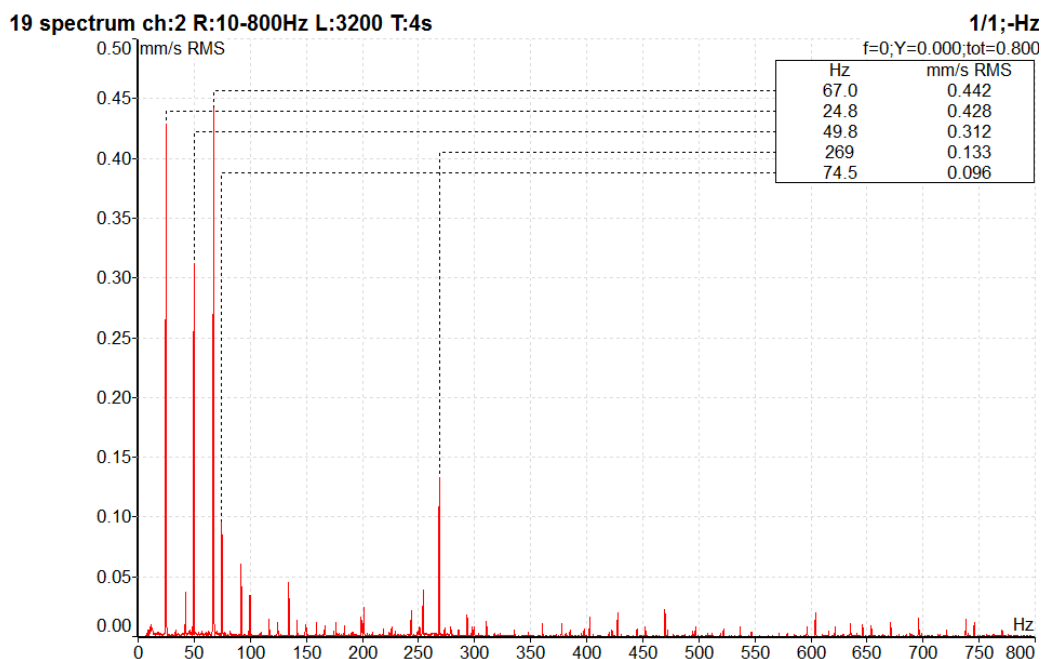


Obrázek 41 – Frekvenční spektrum rychlosti v pásmu 10 Hz až 800 Hz v axiálním směru na ložisku L8

Nejvyšší hodnota rychlosti vibrací na ložisku č.8 od turbokompresoru, byla naměřena v axiálním směru, o velikosti $2,52 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ na otáčkové frekvenci 67 Hz. Tato frekvence je od turbíny turbokompresoru a pravděpodobně se jedná o lehkou nevývahu, způsobenou nepravidelným nalepením dehtu na oběžném kole turbíny. Turbínu je potřeba při následném plánovaném odstavení očistit od zalepeného dehtu, který je vysrážen z koksárenského plynu. Druhá nejvyšší hodnota rychlosti vibrací o velikosti $0,722 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ na frekvenci 24,8 Hz, což je otáčková frekvence elektromotoru. Tyto vibrace se zde s největší pravděpodobností přenesly přes základy soustrojí. Třetí nejvyšší nalezena vibrace je dvojnásobek otáčkové frekvence od hřídele nebo turbíny turbokompresoru, což může být důsledek nevývahy oběžného kola. Všechny tyto hodnoty vibrací jsou nízké spadající do pásem A/B, takže se jedná o normální provozní vibrace stroje.

Měření č.3

Ložisko L1 elektromotoru

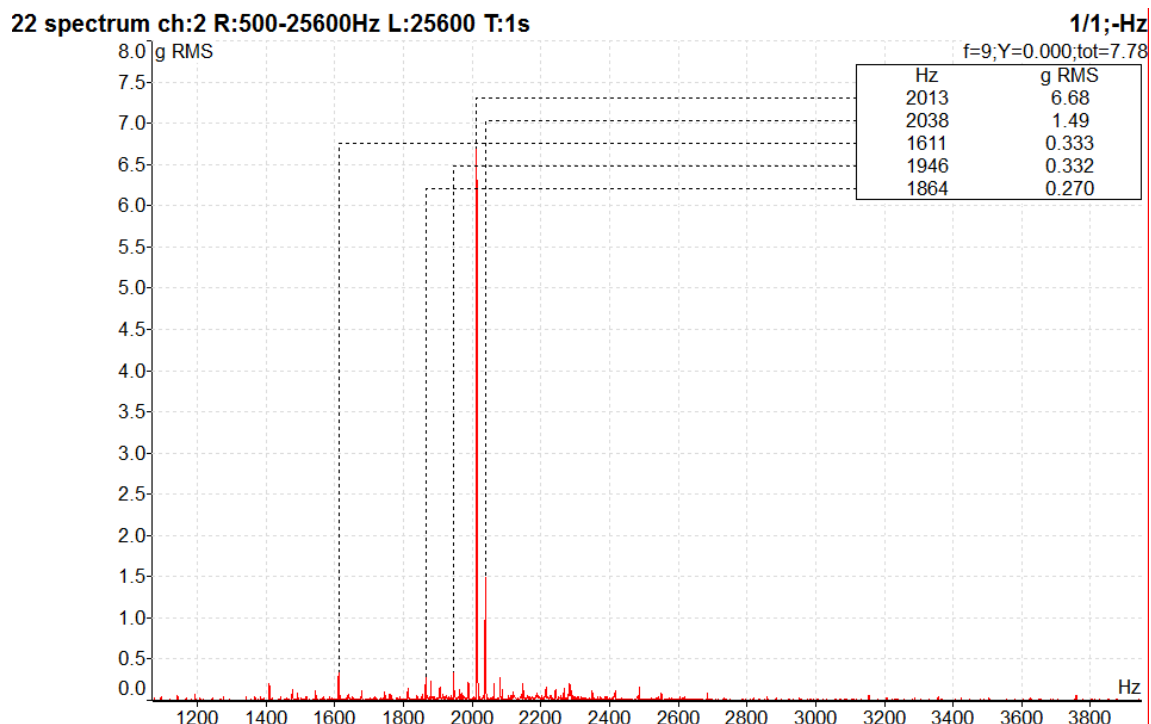


Obrázek 42 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací v pásmu 1Hz až 800Hz v horizontálním směru na ložisku L1

Na frekvenčním spektru rychlostí vibrací od ložiska L1 elektromotoru, se nacházejí nejvyšší vibrace na otáčkové frekvenci turbokompresoru. Tyto vibrace se zde přenesly přes základ soustrojí. Druhá nejvyšší hodnota vibrací je na otáčkové frekvenci elektromotoru a třetí na jejím dvojnásobku.

Všechny tyto vibrace jsou ovšem natolik nízké a lze usoudit, že elektromotor je po mechanické stránce v pořádku.

Ložisko L6 převodovky



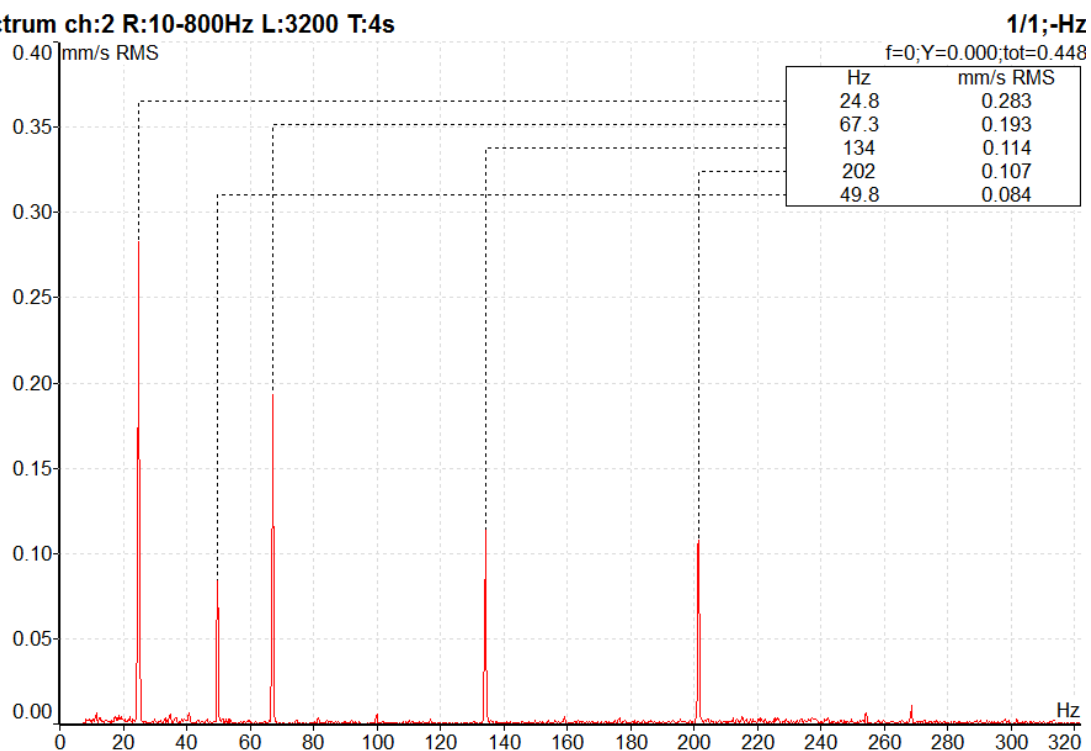
Obrázek 43 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz v horizontálním směru na ložisku L6

Při druhém měření na ložisku L6 od turbokompresoru č.1 došlo k velkému nárůstu zrychlení vibrací. Nejvyšší zrychlení vibrací na tomto místě dosahují hodnoty $6,68 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$, při frekvenci 2013 Hz. Tyto vibrace jsou od záběru ozubených kol a vykazují typické známky opotřebení. Při tomto měření byl turbokompresor téměř u konce svého 10 000 h cyklu, tudíž za krátkou dobu byl turbokompresor odstaven a došlo ke kontrole a repasi celého soustrojí. K vysokým vibracím ovšem mohlo taky dojít z důvodu zvýšení vůle v ložiskách, kvůli kterým by jinak nízké vibrace vzrostly na vyšší hodnotu. Na základě těchto hodnot bylo doporučeno, zaměřit se na ozubená kola a opravit případné zjištěné opotřebení, a také zkontrolovat, zda nejsou ložiska opotřebována z důvodu nedostatečného mazání, nebo jestli zde nedochází k problému se zvýšenou vůlí v ložisku.

Po následných obdržení informací, bylo při pravidelné plánované odstávce stroje a jeho kontrole zjištěno, že došlo k protočení ložiska v uložení stroje.

Ložisko L8 turbokompresoru

19 spectrum ch:2 R:10-800Hz L:3200 T:4s



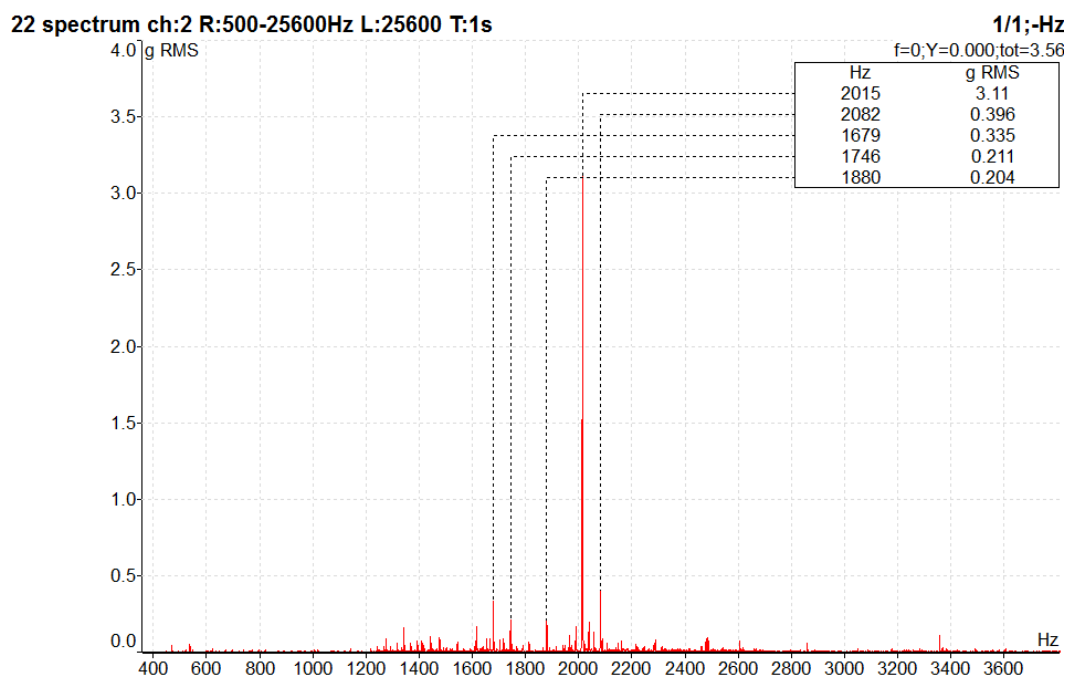
Obrázek 44 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací v pásmu 10Hz až 800Hz v horizontálním směru na ložisku L8

Turbokompresor nevykazuje žádnou známku zhoršeného dynamického stavu. Maximální naměřená hodnota rychlosti vibrací je $0,283 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ na frekvenci 24,8 od turbíny turbokompresoru. Hodnota spadá do pásma vibrací A, kde se nacházejí nové přejímané stroje.

6.8.3 4. a 5. měření – turbokompresor č.2

Měření č.4

Ložisko L4 převodovky

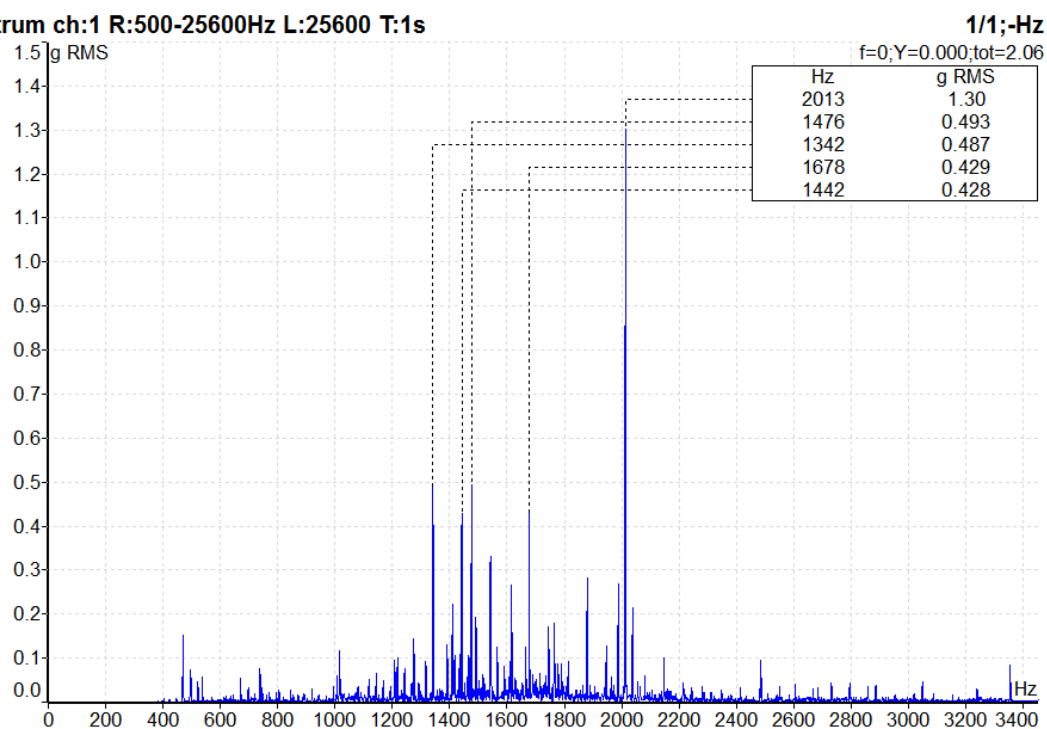


Obrázek 45 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz v horizontálním směru na ložisku L4

Nejvyšší hodnota zrychlení vibrací se nacházela na ložisku L4 od převodovky. Dochází k ní od záběru ozubených kol, na frekvenci 2015 Hz o velikosti 3,11 g. Hodnota spadá do pásma vibrací C, takže zde s nejvyšší pravděpodobností dochází v počínajícimu opotřebení.

Ložisko L6 převodovky

21 spectrum ch:1 R:500-25600Hz L:25600 T:1s



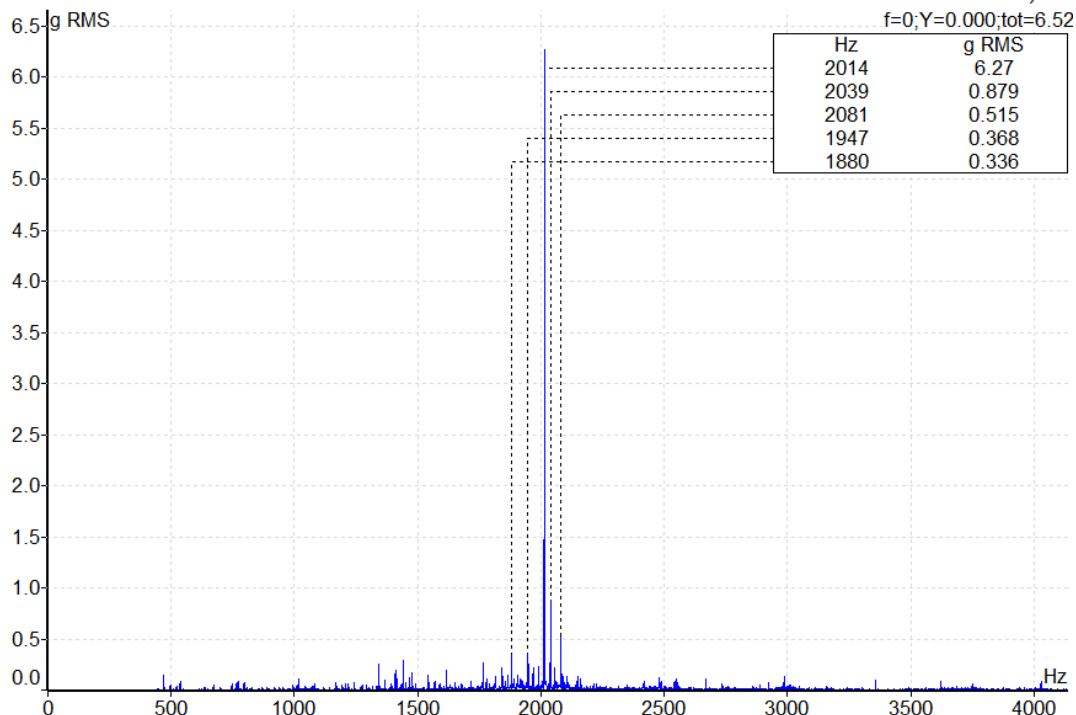
Obrázek 46 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz ve vertikálním směru na ložisku L6

Na ložisku L6 ve vertikálním směru, lze na frekvenčním spektru vidět otáčkovou frekvenci záběru ozubených kol a postranního pásma kolem zubové frekvence.

Měření č.5

Ložisko L4 převodovky

21 spectrum ch:1 R:500-25600Hz L:25600 T:1s

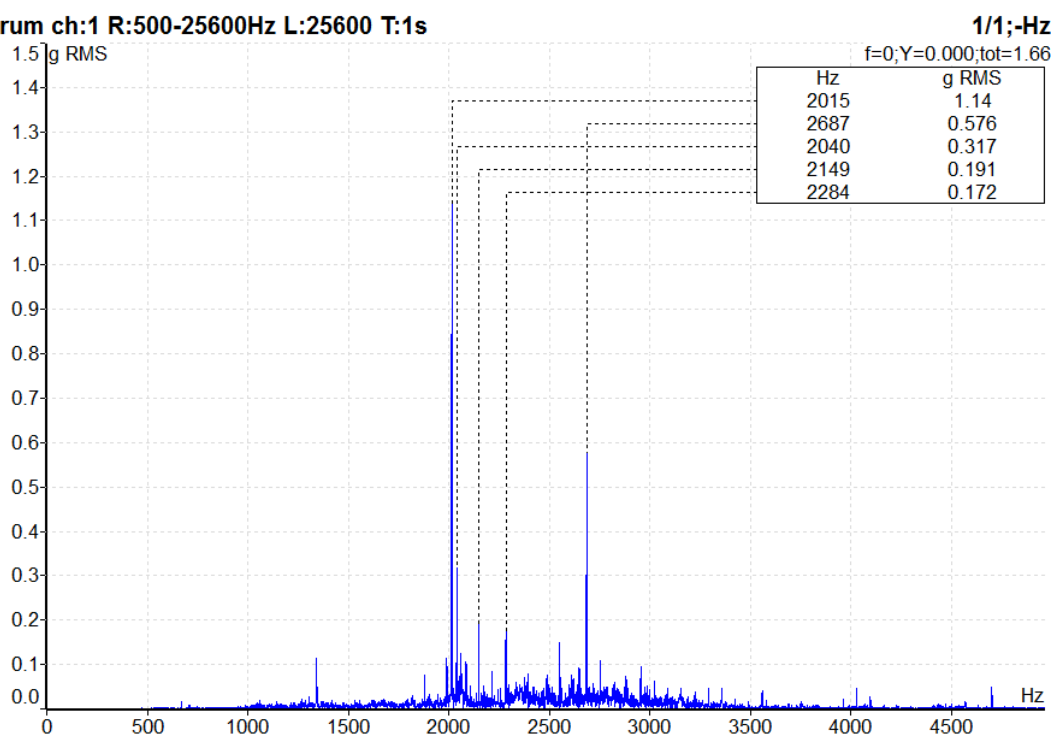


Obrázek 47 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz ve vertikálním směru na ložisku L4

Na ložisku L4 od převodovky ve vertikálním směru došlo k velkému nárůstu zrychlení vibrací oproti předchozímu měření. Efektivní hodnota zrychlení vibrací zde vzrostla z hodnoty 0,6 g na 6,27 g na otáčkové frekvenci od záběru ozubeného soukolí. Nejspíše zde došlo ke vzniku závady vlivem opotřebení ozubeného soukolí, ložisek, nebo špatného mazání.

Ložisko L7 turbokompresoru

21 spectrum ch:1 R:500-25600Hz L:25600 T:1s

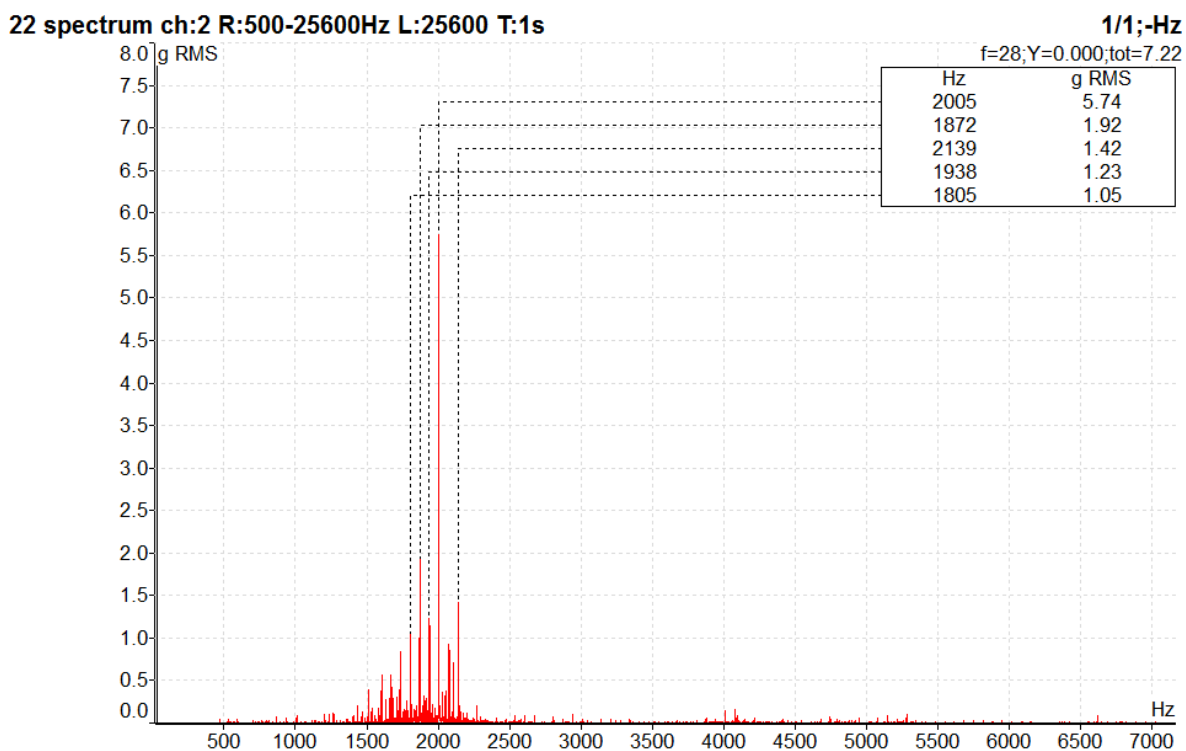


Obrázek 48 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz ve vertikálním směru na ložisku L7

Zvýšené vibrace od převodovky byly dokonce naměřeny také na ložisku L7 od turbokompresoru ve vertikálním směru, které se zde přenesly přes hřídel od převodového soustrojí, což také svědčí o závadě na ozubeném soukolí.

6.8.4 6. měření – turbokompresor č.3

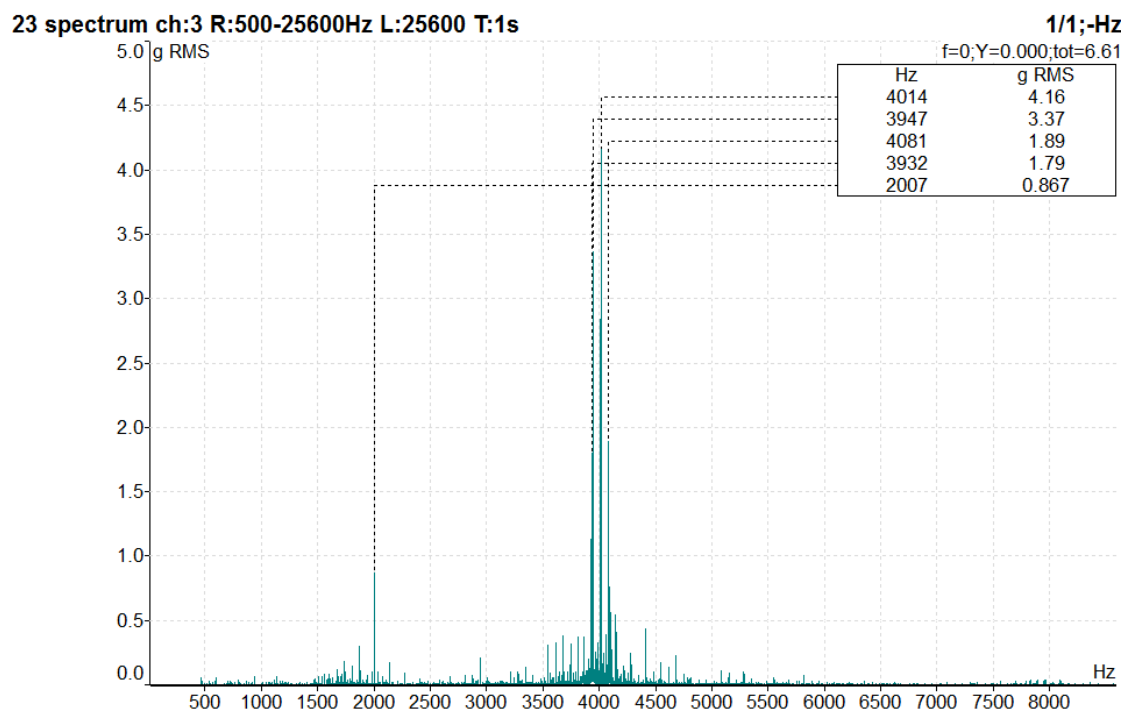
Ložisko L4 převodovky



Obrázek 49 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz v horizontálním směru na ložisku L4

Na převodovce turbokompresoru č.3 v měřícím bodě L4 v horizontálním směru, byla naměřena zvýšená hodnota efektivní zrychlení vibrací velikosti 5,74 g na otáčkové frekvenci záběru ozubených kol. Tato hodnota spadá do pásma D, kde se nacházejí zvýšené vibrace způsobené vzniklou závadou na stroji.

Ložisko L6 převodovky



Obrázek 50 – Frekvenční spektrum zrychlení vibrací v pásmu 500Hz až 25600Hz v axiálním směru na ložisku L6

Na ložisku L6 se také nacházelo zrychlení vibrací spadající do nebezpečného pásma D. Nejvyšší hodnota velikosti 4,16 g je na dvojnásobku otáčkové frekvence od záběru ozubených kol. To může být důkazem opotřebení ozubení na evolventě, způsobené nepřesným ustavením vstupní hřídele vůči výstupní hřídele převodovky.

6.9 Výsledky tribologických zkoušek

Pro co nejvíce objektivní vyhodnocení stavu oleje, jsme provedli jeho rozbor na základě tribologických zkoušek. Jedná se zkoušku kinematické viskozity, obsahu vody, kyselosti, kódu čistoty, kolorimetrie, prvkové analýzy a infračervené spektrometrie.

Všechny zkoušky vyhovovaly všem požadovaným parametrům na správnou kvalitu daného maziva, až na vzorek oleje turbokompresoru č.2, odebraného při čtvrtém měření. Rentgenovou spektrometrií byl nalezen zvýšený obsah mědi, který vypovídá o určitém mechanickém opotřebení kluzných ložisek. Její hodnota byla $24,4 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$. Množství od $15 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ je výstražná hodnota, která svědčí o zvýšeném výskytu mědi a doporučené maximální množství pro zajištění kvalitního stavu maziva je $25 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Tabulka 8 – Tribologický rozbor vzorku oleje Turbokompresoru č.2 z 1.3.2020

Parametr kvality	Rozměr	Metoda	Požadov. hodnota			Stanovená hodnota
			min.	výstr.	max.	
Kinematická viskozita při 40°C	mm²/s	ČSN EN ISO 3104	41,4		50,6	46,87
TAN (Č. kyselosti)	mgKOH/g	ČSN ISO 6618		0,3	0,5	
Obsah vody	hm. %	ČSN EN ISO 12937		0,05	0,1	0,0098
Mechanické nečistoty	mg/100cm³	ČSN 65 6220		20	50	
Kód čistoty	třída	ČSN ISO 4406/99		19/18/15		14/13/10
Kolorimetrie	ΔE	MPC		16	40	11,7
Prvková analýza ED-XRF				výstr.	max.	hodnota
obsah Fe	ppm (mg/kg)	metodika		10	30	<1
obsah Cu				15	25	24,4
obsah Cr				12,5	15	6,1
obsah Sn				10	30	<3
obsah Si					30	<1
Aditiva, degradace				MOGUL HM 46		hodnota
obsah S	ppm (mg/kg)	metodika		15,1		745
obsah P				-		26,6
obsah Na				3477		3582
obsah Mg				-		<101
obsah Zn				-		12,1
obsah Ca				-		<10

7 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo zhodnotit technický stav turbokompresorů, nacházející se v Koksově Svoboda, společnosti OKK Koksovny, a.s. K diagnostice byla použita kombinace vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky.

Vibrodiagnostickou metodou byly měřeny hodnoty vibrací na všech částí soustrojí turbokompresoru, od elektromotoru přes převodovku až po turbokompresor, pomocí přenosného vibračního analyzátoru Adash VA4PRO II. Data byly vyhodnoceny pomocí softwaru A4410 Virtual Unit.

Vysokofrekvenčním měření zrychlení vibrací se vyhodnocoval stav ložisek a ozubeného převodu. Nízkofrekvenčním měření rychlosti vibrací, lze objevit mechanické závady související s otáčkami stroje, jako je například nevývaha, nesouosost nebo uvolnění mechanických vazeb.

Při prvním měření, kdy byl v provozu turbokompresor č.3, se nacházely nejvyšší hodnoty zrychlení vibrací na ložisku L6 od převodovky, zapříčiněné pravděpodobně opotřebením ozubení. Při nízkofrekvenčním měření rychlosti vibrací, se nacházely zvýšené vibrace na prvním ložisku od elektromotoru v horizontálním směru. Protože na turbokompresoru se žádné zvýšené vibrace od rotoru turbokompresoru nenacházely a jedná se o jediné místo, na kterém byly takto zvýšené vibrace od turbokompresoru naměřeny, tak nejspíše se tato ojedinělá hodnota zde vyskytla pravděpodobně přenosem přes základ soustrojí.

Druhé a třetí měření proběhlo na turbokompresoru č.1, kdy u druhého měření došlo ke značnému nárůstu zrychlení vibrací na ložisku L5 převodovky v horizontálním směru, z hodnoty 1,15 g na 6,48 g. Na základě těchto hodnot bylo doporučeno v nejbližší odstávce zkontrolovat stav ozubení a také ložiska, zda nedochází k nadměrným vůlím, nebo k problému s mazáním. Následně při této odstávce bylo zjištěno, že došlo k protočení ložiska v uložení stroje, důsledkem jeho přetížení. Elektromotor ani turbokompresor nevykazoval žádné známky poškození.

Čtvrté a páté měření bylo aplikováno na turbokompresoru č.2. Při srovnání těchto dvou měření, na ložisku L4 převodovky v horizontálním směru, efektivní hodnoty zrychlení vzrostly z 0,684 g na 6,56 g. Tak jako u všech předchozích zvýšených hodnot zrychlení vibrací na převodovce, k nim dochází dle frekvenčního spektra od záběru ozubených kol. Příčinou bude opotřebením buď přímo ozubeného soukolí, nebo kluzného ložiska. Podle následně poskytnutých informací, byly zuby ozubeného soukolí při kontrole provedené během plánované odstávky ve značném stádiu opotřebením. Na elektromotoru a turbokompresoru nedošlo k žádným zvýšeným hodnotám rychlosti vibrací, vykazující známky např. nevývahy nebo nesouososti.

Při posledním měření, provedeném na turbokompresoru č.3, byly také nalezeny známky zvýšeného opotřebením, na základě vysokých zrychlení vibrací převodovky na dvojnásobku frekvence záběru ozubeného soukolí. Nejspíše zde dochází k opotřebením ozubení na evolventě, způsobené nepřesným ustavením vstupní hřídeli vůči výstupní hřídeli převodovky. Je potřeba tento mechanický problém nadále sledovat, a v případě zhoršení provést patřičná opatření.

Pro co nejvíce objektivní vyhodnocení stavu oleje a také stavu mechanických částí soustrojí, byl proveden jeho rozbor, na základě uskutečněných tribologických zkoušek. Jednalo se o laboratorní

zkoušky kinematické viskozity, obsahu vody, kyselosti, třídy čistoty, kolorimetrie, rentgenové spektrometrie a infračervené spektrometrie.

Všechny zkoušky vyhovovaly všem požadovaným parametrům na správnou kvalitu daného maziva, až na vzorek oleje turbokompresoru č.2, odebraného při čtvrtém měření. Rentgenovou spektrometrií byl nalezen zvýšený obsah mědi, který vypovídá o určitém mechanickém opotřebení ložisek.

Přesnější metoda pro měření a vyhodnocení technického stavu kluzných ložisek, by byla pomocí orbitální analýzy. Ovšem vzhledem k daným požadavkům metody na umístění snímačů, by byla realizovatelná pouze na turbokompresoru. V případě použití na převodovce, by se snímače musely integrovat pod převodovou skříň přímo na těleso ložiska.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [2] HELEBRANT, František. *Technická diagnostika a spolehlivost. II, Vibrodiagnostika*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0650-9. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [3] KREIDL, M. a kol.: *Diagnostické systémy*. ČVUT v Praze, Praha 2001, 352 s., ISBN 80-01-02349-4.
- [4] Odborné časopisy [online]. Copyright © [cit. 17.05.2021]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/40375.pdf>
- [5] HELEBRANT, František. *Technická diagnostika a spolehlivost. I, Tribodiagnostika*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-883-6. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [6] Stanovení vody – K. Fischer coulometricky | Diram s.r.o.. [online]. Dostupné z: <https://www.diram.cz/cs/elektrochemie/stanoveni-vody/>
- [7] Nový přístup ke sledování stavu olejů Oleje.cz. *Oleje.cz - Svět maziv - motorové oleje, přísady, průmyslová maziva, eshop* [online]. Copyright © 2021 Ekolube, s. r. o. [cit. 17.05.2021]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Novy-pristup-ke-sledovani-stavu-oleju>
- [8] FTIR analysis of plastics, polymers and rubber. *FTIR analysis of plastics, polymers and rubber* [online]. Dostupné z: <http://ftir.co/>
- [9] NĚMEČEK, Pavel, TOMEH, Elias. *Vibrační diagnostika základních závad strojů*. Bohumín: DTI, 2007
- [10] TŮMA, Jiří. *Diagnostika strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN isbn978-80-248-2116-0.
- [11] ŠMID, Vladimír a Pavel ŠÍDL. *Turbokompresory a ventilátory: turbokompresory: určeno pro stud. fak. strojní*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1990, 281 s. ISBN 80-010-0459-7.
- [12] Měření vibrací pro diagnostiku opotřebení strojů | Automatizace.HW.cz. *Automatizace.HW.cz | Elektronika v automatizaci* [online]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/mereni-vibraci-pro-diagnostiku-opotrebeni-stroju.html>

- [13] A4400 VA4 Pro II – Nejvýkonnější 4-kanálový analyzátor | Adash. Master the Language of Your Machinery | *Adash* [online]. Copyright © 2021 Adash [cit. 17.05.2021]. Dostupné z: <https://adash.com/cs/prenosne-merici-systemy/a4400-va4-vibracni-analyzator>
- [14] ČSN ISO 10816-1. *Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*. Praha : Český normalizační institut, 1998

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Davidu Šeděnkovi za konzultace a cenné připomínky v průběhu tvorby této práce. Dále také děkuji podniku Koksovna Svoboda za umožnění měření a jeho zaměstnancům za poskytnutí důležitých informací.

9 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Tribologický rozbor turbokompresoru č.3 z 26.3.2019.

Příloha B: Spektrum FTIR turbokompresoru č.3 z 26.3.2019.

Příloha C: Tribologický rozbor turbokompresoru č.1 z 7.6.2019.

Příloha D: Tribologický rozbor turbokompresoru č.1 z 6.12.2019.

Příloha E: Spektrum FTIR turbokompresoru č.1 z 6.12.2019.

Příloha F: Tribologický rozbor turbokompresoru č.2 z 1.3.2020.

Příloha G: Spektrum FTIR turbokompresoru č.2 z 1.3.2020.

Příloha H: Tribologický rozbor turbokompresoru č.2 z 16.7.2020.

Příloha CH: Tribologický rozbor turbokompresoru č.3 z 3.5.2021.